CONDRAT ADRIAN HOMUTESCU
GHEORGHE SAVITESCU
EMIL JUGUREANU
VLAD MARIO HOMUTESCU

INTRODUCERE
ÎN
MAŞINI STIRLING



EDITURA CERMI
IAŞI - 2003

Descriere CIP a Bibliotecii Naţionale a României
HOMUTESCU, CONDRAT ADRIAN
INTRODUCERE ÎN MAŞINILE STIRLING. / Condrat Adrian Homutescu, Gheorghe Savitescu, Emil Jugureanu Vlad Mario Homutescu. – Iaşi : Cermi, 2003
124 p. ; 24 cm.
Bibliogr.
ISBN 973-667-016-3

I Savitescu Gheorghe,
II Jugureanu Emil,
III Homutescu Vlad Mario.

Recenzori:
Prof.univ.dr.ing. Radu Galginschi
Prof.univ.dr.ing. Victor Zubcu

Consilier editorial :
Prof.univ.dr.ing. Emanoil Bârsan

Tehnoredactare computerizată :
ing. Vlad Mario Homutescu

Coperta :
ing. Vlad Mario Homutescu

Apărut : octombrie 2003
ISBN 973–667-016-3

EDITURA TEHNICĂ, ŞTIINŢIFICĂ ŞI DIDACTICĂ
CERMI IAŞI
Str. Curelari Nr.16,Tel:0723 136640, 0722 265024 ;
Tel/Fax:0232 316604,
e-mail: cermi@Xnet.ro ;http: www.cermi.ebony.ro
Acreditată de Ministerul Culturii şi Cultelor cu avizul Nr.3713 din 13 iunie 1995 şi recunoscută de
Consiliul Naţional al Cercetării Ştiinţifice din Învăţământul Superior (C.N.C.S.I.S.)
Membră a Asociaţiei Editorilor din România (AER) şi Asociaţiei Publicaţiilor Literare şi Editurilor din România (APLER)

Prefață

„Introducere în maşini Stirling“ - iată o carte a cărei apariție va stârni cu siguranță interesul oricărui inginer.

Observând titlul cărții te întrebi firesc: „Ce sunt maşinile Stirling?“, „Cum funcționează maşinile Stirling?“, „Unde se folosesc sau unde pot fi ele folosite?“.

La aceste întrebări şi la multe altele răspund autorii cărții, cadre didactice la Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi“ din Iaşi.

Puțin cunoscute în țara noastră, maşinile termice cu piston numite astăzi „maşini Stirling“ sunt rezultatul unei evoluții spectaculoase, de aproape două secole, de la primul motor construit în 1818 de scoțianul Robert Stirling (1790 - 1878) pe baza brevetului obținut de el în 1816, până la micromotoarele cu sursă de căldură cu izotopi radioactivi construite de NASA pentru antrenarea unor generatoare electrice folosite în spațiul cosmic. În tot secolul al XIX - lea motoarele Stirling au concurat cu succes maşinile cu abur, pe la 1900 fiind în exploatare industrială în Marea Britanie şi în SUA peste 10000 de astfel de maşini termice. La începutul secolului al XX - lea locul motoarelor Stirling a fost luat de motoarele cu ardere internă şi de motoarele electrice, atunci mult mai eficiente.

La sfârşitul anilor 30 ai secolului trecut firma Philips din Olanda a construit primele motoare Stirling moderne, destinate antrenării unor generatoare electrice. Utilizând materialele şi tehnologiile de prelucrare ale secolului al XX - lea, specialiştii de la Philips şi de la alte firme, între care General Motors, Ford, United Stirling A.B. (din Suedia), au construit motoare Stirling cu performanțe asemănătoare celor ale motoarelor cu ardere internă. Motoarele Stirling au avut destinații dintre cele mai diferite, de la motorizarea automobilelor şi autobuzelor, a navelor de suprafață şi a submarinelor, până la antrenarea maşinii - inimă artificială sau a unor generatoare electrice staționare.

Dacă un motor Stirling este antrenat din exterior în acelaşi sens de rotație, atunci el transmite căldură preluată de la fosta sursă caldă (în care însă nu se mai produce căldură) către fosta sursă rece - mediul înconjurător, transformân-du-se într-o maşină frigorifică, aşa cum a arătat John Herschel în anul 1834. Maşini frigorifice Stirling au fost întâlnite începând din ultimele decenii ale secolului al XIX - lea. Totuşi, răspândirea lor largă a avut loc abia în a doua jumătate a secolului trecut, când firma Philips a pus în vânzare maşinile criogenice pentru lichefierea aerului şi pentru fabricarea azotului lichid. Astfel de maşini s-au fabricat şi în România.

Posibilitățile de utilizare a maşinilor Stirling sunt departe de a fi epuizate, dar pentru valorificarea lor sunt necesare atât noi cercetări pentru perfecționarea lor, cât şi răspândirea informațiilor despre aceste maşini, pentru ca ele să fie cunoscute de potențialii utilizatori.

În acest sens cartea de față - una din primele cu acest subiect apărute în limba română (probabil a doua, după volumul „Maşini Stirling“ publicat în 2001 de profesorul Gheorghe Gh. Popescu de la Universitatea „Politehnica“ din Bucureşti) - îşi propune să-l introducă pe cititor în lumea fascinantă a maşinilor Stirling.

În primele capitole ale cărţii sunt prezentate clar şi concis perioada veche şi perioada modernă ale istoriei maşinilor Stirling şi principalele domenii în care aceste maşini au fost utilizate.

În continuare sunt analizate performanţele ciclului termodinamic Stirling cu regenerarea căldurii, evidenţiindu-se importanţa procesului de regenerare a căldurii. Se arată că valoarea maximă a randamentului termic al ciclului motor şi valoarea maximă a eficienţei frigorifice a ciclului inversat sunt egale cu cele corespunzătoare ciclului Carnot.

În ultimele două capitole, care ocupă jumătate din spaţiul acestei cărţi, se explică funcţionarea maşinilor Stirling motoare şi frigorifice şi se prezintă schemele principalelor construcţii actuale ale acestora.

Trebuie menţionat că în carte sunt prezentate şi unele rezultate ale cercetărilor proprii efectuate de autori în domeniul motoarelor Stirling.

Cartea este ilustrată cu numeroase scheme de maşini Stirling, măestru desenate şi, de aceea, uşor de analizat şi de înţeles, ceea ce subliniază caracterul ingineresc al lucrării.

Cartea de faţă este realmente o reuşită introducere în maşinile Stirling. Prin lecturarea ei cititorul va rămâne cu o imagine dacă nu completă, sigur corectă a maşinilor Stirling şi, cine ştie, poate va deveni chiar un adept al acestor maşini.

Iaşi, septembrie 2003

Profesor universitar doctor inginer Victor Zubcu

Şeful Catedrei de Maşini Termice
Facultatea de Mecanică
Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi“

CUPRINS

1. INTRODUCERE

1.1. Introducere. Definiţii

Denumirea de „maşini Stirling“ se referă la maşinile termice cu pistoane care funcţionează după ciclul termodinamic Stirling cu sau fără regenerarea căldurii.

Ciclul termodinamic Stirling este ciclul compus din două transformări izotermice (desfăşurate, evident, la temperaturile minimă T_m şi maximă T_M între care funcţionează maşina) legate între ele prin două transformări izocorice (care au loc la volumele maxim şi minim ocupate de agentul de lucru în cilindru), ca pe fig. 1.1, unde indicele „m“ se referă la motor iar indicele „f“ la maşina frigorifică.

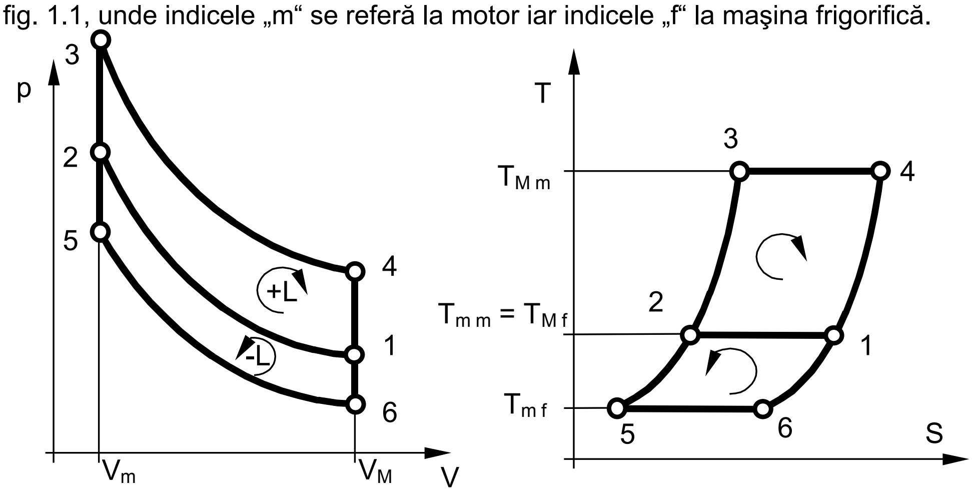


Fig. 1.1. Ciclul Stirling direct şi inversat

Maşinile Stirling utilizează ca agent de lucru un gaz (aer, heliu, hidrogen) care evoluează într-un sistem închis. Există o singură excepţie, motorul Malone, în care ciclul Stirling este realizat de un agent de lucru în stare lichidă [51].

Maşinile Stirling pot funcţiona atât după ciclul termodinamic direct cât şi după ciclul termodinamic inversat.

Maşinile Stirling care funcţionează după ciclul termodinamic direct - numite motoare Stirling - reprezintă o soluţie actuală şi în acelaşi timp de perspectivă pentru transformarea căldurii în lucru mecanic.

Motoarele Stirling prezintă o serie de avantaje, între care se amintesc posibilitatea de a utiliza orice sursă de căldură, randamentul termic ridicat, poluarea redusă şi funcţionarea silenţioasă. Datorită avantajelor specifice, pentru multe domenii de utilizare (producerea energiei electrice pe sateliţi sau pe nave cosmice destinate zborului spre planete îndepărtate, motorizarea unor submarine, cogenerarea energiei electrice şi termice etc.) motoarele Stirling reprezintă soluţii de real succes. Alături de motoarele Stirling construite după scheme clasice pot fi menţionate şi soluţii cu totul deosebite de realizare a ciclului Stirling: motorul cu

agent de lucru în fază lichidă precum şi motorul Stirling cu pistoane lichide.

Maşinile care funcţionează după ciclul Stirling inversat sunt maşini frigorifice Stirling. Sunt cunoscute mai multe construcţii de maşini criogenice Stirling şi de asemenea construcţii de pompe de căldură Stirling.

În comparaţie cu maşinile frigorifice clasice, care funcţionează după ciclul termodinamic cu vapori Rankine inversat şi care folosesc agenţi de lucru din clasa compuşilor chimici carbofluorocloruraţi (CFC sau freoni - a căror prezenţă în atmosfera Pământului are grave efecte poluante), maşinile frigorifice Stirling utilizează agenţi de lucru convenţional „curaţi" (aer, hidrogen, heliu), ceea ce le conferă caracterul de maşini nepoluante.

Prima maşină Stirling a fost un motor şi a fost brevetată în anul 1816. Motorul folosea ca agent de lucru aerul şi era dotat şi cu un recuperator de căldură (deşi acest recuperator era subdimensionat faţă de recuperatoarele motoarelor actuale). Scoţianul Robert Stirling (1790 -1878), inventatorul acestui motor, l-a construit şi, în anul 1818, l-a pus în funcţiune. Motorul ardea cărbune, furniza 2 cai putere şi era folosit pentru pomparea apei dintr-o carieră de piatră.

În secolul al XIX-lea motoarele Stirling au cunoscut o dezvoltare remarcabilă, astfel că în preajma anului 1900 în Marea Britanie şi în SUA se aflau în exploatare peste 10.000 de astfel de motoare. La începutul secolului al XX-lea motoarele cu ardere internă şi motoarele electrice, mai performante decât vechile motoare Stirling, le-au înlocuit practic din toate utilizările industriale. În mod asemănător au fost înlocuite şi motoarele cu piston cu abur, foarte răspândite şi ele în acea vreme.

Renaşterea interesului pentru motoarele Stirling se plasează în deceniul al patrulea al secolului trecut, când inginerii de la firma Philips au început proiectarea unui mic motor termic policarburant silenţios destinat pentru antrenarea unor generatoare electrice care să încarce bateriile de acumulatoare ale staţiilor radio de emisie - recepţie din zonele izolate. Utilizând materiale şi tehnologii moderne, inginerii firmei Philips au adus motorul inventat de Robert Stirling la performanţe tehnice absolut remarcabile. De exemplu, randamentul efectiv al unui astfel de motor depăşea 40%.

După anul 1950 multe firme prestigioase - cum ar fi MAN-MWM, General Motors, Ford, United Stirling A.B. din Suedia dar şi altele - au cumpărat licenţa pentru motoarele Stirling Philips. Ulterior au dezvoltat programe de cercetare în domeniul motoarelor Stirling şi alte firme şi organizaţii, între care iese în evidenţă NASA. Au fost realizate numeroase construcţii de motoare Stirling, având ca destinaţie:

- motorizarea unor iahturi şi submarine;
- motorizarea torpilelor;
- motorizarea unor automobile sau autobuze;
- antrenarea unor generatoare de energie electrică;
- antrenarea inimii artificiale (soluţie tehnică experimentată pe vaci, motorul fiind răcit de sânge);
- cogenerarea energiei electrice şi termice;
- motogeneratoare electrice pentru utilizări cosmice;
- antrenarea unor maşini frigorifice Stirling pentru producerea frigului ecologic, fără folosirea freonilor (sub forma maşinii duplex).

La sfârşitul secolului al XX-lea interesul pentru folosirea motoarelor Stirling - mai puţin poluante decât motoarele cu ardere internă - pentru motorizarea

vehiculelor terestre a scăzut, ca urmare directă a progreselor realizate de motoarele cu ardere internă în urma introducerii electronicii şi calculatoarelor şi a depoluării catalitice a gazelor de ardere evacuate din motor.

Celelalte utilizări ale motoarelor Stirling rămân în actualitate. O utilizare este posibilă chiar şi pentru apartamentele de bloc şi anume înlocuirea centralelor termice pentru încălzire cu grupuri cogenerative cu motoare Stirling (care sunt silenţioase). Astfel s-ar obţine folosirea superioară a căldurii obţinute prin arderea gazului metan. Energia electrică produsă (eventual) în exces ar putea fi vândută în sistemul energetic naţional sau ar putea fi stocată şi utilizată ulterior.

Şi în România s-au făcut cercetări pentru realizarea unui motor Stirling. Aceste cercetări s-au desfăşurat între anii 1985 şi 1989 la Institutul Naţional de Motoare Termice din Bucureşti. La program au participat şi specialişti de la ICPIAF Cluj Napoca şi de la ICEMENERG Bucureşti.

Dintre motoarele Stirling moderne cel mai cunoscut este motorul cu două pistoane într-un singur cilindru realizat de inginerii firmei Philips din Olanda conform schemei din fig. 1.2 [9], [28], [29], [36], [39], [48], [51].

O unitate funcţională de motor Stirling Philips (care corespunde din punct de vedere termodinamic unui monocilindru de motor cu ardere internă) are în compunerea sa un cilindru 9, trei schimbătoare de căldură şi un mecanism motor. În cilindru se află un piston împingător 4 şi un piston de lucru 8. Schimbătorul de căldură încălzitor 2 este format dintr-un fascicul de ţevi metalice subţiri care pornesc din camera de destindere 3, trec prin camera de ardere 1 şi ajung în regeneratorul 5. Regeneratorul este amplasat în jurul cilindrului şi are în interior o masă de acumulare a căldurii, de cele mai multe ori formată din straturi de plasă metalică. Schimbătorul de căldură răcitor 6 este compus dintr-un fascicul de ţevi răcite la exterior cu apă şi face legătura dintre regenerator şi camera de comprimare 7. Mecanismul motor transformă mişcarea de translaţie a pistoanelor în mişcare de rotaţie şi asigură defazarea necesară între mişcările pistoanelor. Mecanismul motor al motorului Stirling Philips este compus din patru mecanisme bielă - manivelă, dezaxate puternic (în comparaţie cu dezaxările uzuale de la motoarele cu ardere internă). Mecanismele sunt plasate simetric faţă de axa cilindrului. Mecanismul are patru biele, de unde şi denumirea de mecanism romboidal. Pistonul împingător 4 este echipat cu o tijă 12 care trece prin pistonul de lucru şi prin tija acestuia şi se termină cu un jug la capetele căruia sunt articulate bielele inferioare. La fel, pistonul de lucru 8 este echipat cu o tijă 10 care se termină şi ea cu un jug la care sunt articulate celelalte două biele (superioare). Pentru sincronizarea mişcării de rotaţie a arborilor cotiţi 14 s-a introdus angrenajul de sincronizare 15. Mecanismul motor este închis într-un carter. Lucrul mecanic produs poate fi transmis utilizatorului prin oricare dintre arbori.

După aprinderea focului în camera de ardere şi după punerea în mişcare a mecanismului motor (cu ajutorul unui demaror) motorul Stirling începe să funcţioneze, teoretic realizând la fiecare rotaţie completă câte un ciclu termodinamic Stirling (fig. 1.1). Funcţionarea este prezentată în detaliu în subcapitolul 5.1.

Pentru ca maşina să funcţioneze este necesar ca cele două pistoane să se deplaseze astfel încât să asigure prezenţa gazului în camera de destindere când presiunea din cilindru este ridicată şi prezenţa gazului în camera de comprimare când presiunea este scăzută. Astfel se asigură destinderea agentului când acesta are temperatură ridicată şi comprimarea lui la temperatură scăzută. Pistonul motor

are rolul de a modifica volumul total ocupat de agent în cilindru iar pistonul împingător are rolul de a muta gazul din camera de comprimare în camera de destindere şi invers, punându-l în contact alternativ cu cele două surse de căldură.

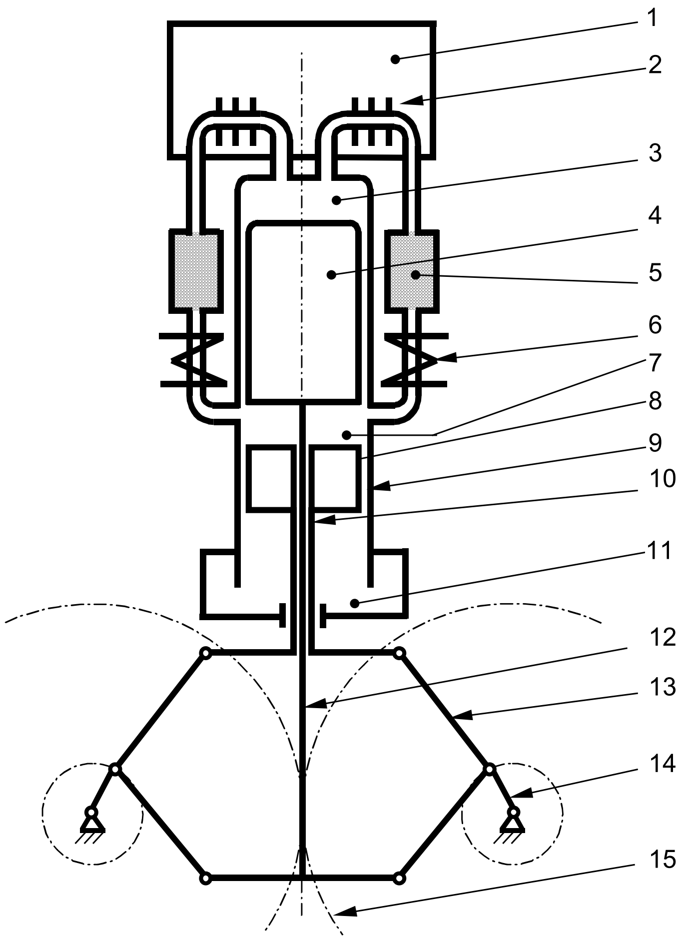


Fig. 1.2. Schema constructivă a motorului Stirling Philips:
1 - cameră de ardere; 2 - încălzitor; 3 - cameră de destindere; 4 - piston împingător; 5 - regenerator; 6 - răcitor; 7 - cameră de comprimare; 8 - piston de lucru; 9 - cilindru; 10 - tija pistonului de lucru; 11 - cameră de amortizare; 12 - tija pistonului împingător; 13 - bielă; 14 - arbore cotit; 15 - angrenaj de sincronizare

Regeneratorul are rolul de a reține o parte din căldura pe care agentul o cedează în timpul deplasării sale din camera de destindere în camera de comprimare (transformare teoretic izocorică) şi de a reintroduce în ciclu această căldură atunci când agentul parcurge drumul invers (într-o transformare teoretic izocorică). Prezența regeneratorului măreşte mult randamentul termic al maşinii.

Funcționarea maşinii Stirling ca maşină frigorifică a fost pusă în evidență în anul 1834 de către John Herschel. Acesta a arătat că un motor Stirling care este antrenat din exterior realizează transferul de căldură de la camera de destindere către camera de comprimare, de unde căldura este transmisă către agentul de

răcire. Bineînțeles, trebuie ca spațiul camerei de destindere să nu fie încălzit (în cazul motoarelor Stirling spațiul camerei de destindere este încălzit). Primele maşini frigorifice Stirling au început să fie folosite după anul 1870 [36], [51], [53]. Dintre maşinile frigorifice care funcționează după ciclul Stirling inversat cele mai cunoscute sunt maşinile criogenice pentru lichefierea aerului şi pentru fabricarea azotului lichid, maşini produse începând cu anul 1955 de firma olandeză Philips. Astfel de maşini criogeneratoare au fost importate şi în țara noastră. Începând din anul 1975 maşini criogenice Stirling au fost realizate la ICPIAF din Cluj Napoca, sub numele comercial C - 77 [36].

Mai nou, au fost experimentate maşini frigorifice Stirling destinate să echipeze frigidere de uz casnic. Deoarece aceste maşini folosesc ca agenți de lucru gaze inerte, ele sunt alternativa nepoluantă a maşinilor frigorifice clasice cu comprimare mecanică a vaporilor de agent de lucru (freoni, amoniac etc.). Este vorba de maşini Stirling duplex, compuse dintr-un motor Stirling cu pistoane libere şi dintr-o maşină frigorifică Stirling cu pistoane libere. Cele două maşini folosesc în comun acelaşi piston de lucru şi sunt amplasate într-o carcasă comună [8].

1.2. Clasificări ale maşinilor Stirling

Ca urmare a unei dezvoltări pe parcursul a aproape două secole, astăzi există o mare diversitate de maşini Stirling, ceea ce face foarte dificilă orice încercare de cuprindere într-o clasificare unitară, după un număr mic de criterii, a tuturor variantelor constructive. Analiza informațiilor existente în literatura de specialitate disponibilă permite distingerea mai multor criterii de clasificare uzuale, dintre care pot fi reținute următoarele, apreciate ca mai generale:

- sensul de parcurgere a ciclului termodinamic Stirling;
- modul de interacțiune energetică dintre pistoane şi mediul din exteriorul maşinii Stirling;
- tipul pistoanelor;
- schema constructivă echivalentă;
- tipul mecanismului motor;
- numărul de cilindri;
- sursa de energie;
- destinația.

Alături de criteriile generale (sensul de parcurgere a ciclului termodinamic şi schema constructivă echivalentă) sunt foarte importante criteriile ce permit evidențierea particularităților schemelor constructive.

După sensul de parcurgere a ciclului termodinamic Stirling se deosebesc:

- motoare Stirling, când ciclul este parcurs în sens direct (în sens antitrigonometric);
- maşini frigorifice Stirling, când ciclul este parcurs în sens invers (în sens trigonometric); aici intră pompele de căldură, maşinile frigorifice şi maşinile criogenice Stirling.

După modul de interacțiune energetică dintre pistoane şi exteriorul maşinii Stirling se deosebesc:

- maşini cinematice, la care pistoanele interacționează energetic cu exteriorul prin intermediul unui mecanism motor;
- maşini dinamice, numite şi „cu pistoane libere“, care nu au mecanism motor, interacțiunea cu exteriorul făcându-se electromagnetic, termic sau mecanic;

- maşini combinate, la care pistonul motor este cuplat la un mecanism iar pistonul împingător este piston liber.

După modul în care interacţionează pistoanele cu agentul de lucru maşinile Stirling se clasifică în:

- maşini cu pistoane cu simplă acțiune;
- maşini cu pistoane cu dublă acțiune;
- maşini cu piston motor cu simplă acțiune şi piston împingător cu dublă acțiune.

Clasificarea după modul de interacțiune dintre pistoane şi agentul de lucru se referă atât la pistoanele motoare cât şi la pistoanele împingătoare care intră în construcția unui monocilindru funcțional Stirling (unitate funcțională echivalentă cu monocilindrul de la motoarele cu ardere internă).

Maşinile Stirling cinematice cu pistoane motoare cu simplă acțiune se construiesc după una din următoarele scheme:

- schema „alfa“, fig. 5.8 - a, la care pistonul motor şi pistonul împingător sunt pistoane cu simplă acțiune (de regulă pistoanele sunt şi plasate în cilindri separați);
- schema „beta“, fig. 5.8 - b, la care pistonul motor şi cel împingător sunt amplasate coaxial în acelaşi cilindru, pistonul împingător fiind cu dublă acțiune;
- schema „gama", fig. 5.8 - c, la care pistoanele sunt plasate în cilindri separați şi pistonul împingător este cu dublă acțiune.

După numărul de cilindri se disting:

- maşini Stirling monocilindrice;
- maşini Stirling policilindrice.

Această ultimă clasificare este utilă în special dacă se studiază comportarea dinamică a maşinii.

Este deosebit de greu de cuprins toate maşinile Stirling în cadrul unei clasificări realizate pe baza unor criterii coerente şi conforme logicii formale, astfel că în practică se întâlnesc clasificări specifice motoarelor Stirling şi clasificări specifice maşinilor frigorifice Stirling.

Motoarele Stirling se pot clasifica după felul sursei de căldură utilizate:

- gaze obținute prin arderea combustibililor în camere de ardere cu:
  - hidrocarburi gazoase;
  - hidrocarburi lichide;
  - cărbune;
  - deşeuri agricole şi forestiere;
- agenți termici recuperați din diverse procese tehnologice;
- energie solară;
- surse cu izotopi radioactivi.

După destinație, motoarele Stirling se împart în motoare pentru:

- antrenarea unor generatoare electrice;
- antrenarea unor compresoare sau pompe;
- antrenarea unor maşini frigorifice;
- propulsarea unor vehicule terestre;
- propulsarea unor nave de suprafață sau a unor submarine;
- cogenerarea energiei electrice şi termice.

Aceste două clasificări ale motoarelor Stirling sunt excesiv de formale şi nu se bazează pe deosebiri esențiale, de principiu, ci doar pe deosebiri de amănunt.

Cu toate că sunt des întâlnite în literatura de specialitate, astfel de clasificări ar trebui evitate.

Pentru maşinile Stirling frigorifice este utilă şi o clasificare după un criteriu specific, şi anume valoarea temperaturii utile produse:

- + 40˚ ... + 60˚ - pompe de căldură;
- - 40˚ ... + 10˚ - maşini frigorifice (pentru frigidere casnice etc.);
- - 180˚ ... - 70˚ - maşini criogenice.

Analizând clasificările prezentate mai sus se observă că o deosebită importanță este acordată acelor criterii de clasificare ce consideră particularitățile constructive ale maşinilor Stirling. În primul rând este cazul schemelor constructive. Ca urmare, este justificată pe deplin preocuparea pentru analiza schemelor constructive ale maşinilor Stirling, cu atât mai mult cu cât multe din aceste scheme aduc cu ele importante particularități de ordin funcțional, care se oglindesc în diagramele indicate şi în curbele de variație ciclică a momentului motor produs.

2. O SCURTĂ ISTORIE A MAŞINILOR STIRLING

2.1. Perioada veche a istoriei maşinilor Stirling

Istoria maşinilor termice începe cu apariţia maşinilor cu abur.

În secolul I e.n. Heron din Alexandria (numit şi cel Bătrân) a construit „eolipilul“ (éolipile în franceză sau aeolipile în engleză), un dispozitiv care reprezintă prima încercare cunoscută de utilizare a forţei de reacţiune produsă de un jet de abur.

Primele maşini termice au fost inventate la peste 1500 de ani după realizarea lui Heron din Alexandria, la sfârşitul secolului al XVII-lea, dar despre aplicaţii practice şi perfecţionările acestor maşini se poate vorbi abia în secolul al XVIII-lea [6], [46].

În primele decenii ale secolului al XVII-lea apar proiecte teoretice care propun utilizarea energiei aburului, între care cele ale fizicianului italian Giambattista della Porta (1539 - 1615) din anul 1601, cele ale inginerului şi arhitectului francez Salomon de Caux (~1576 - 1626) din cartea sa „Les raisons des forces mouvantes, avec diverses machines tant utiles que plaisantes“ („Cauzele forţelor mişcătoare, cu diverse maşini pe cât de utile pe atât de plăcute“) publicată în 1615 şi cele ale lui Giovanni Branca, din cartea sa „Le macchine diverse del signor Giovanni Branca, cittadino romano ingegniere, architetto della Casa di Loreto - Roma, MDCXXIX“ (din 1629 deci). Din aceeaşi perioadă datează încercările (de prin 1640) efectuate de englezul Edward Sommerset Worcester (1601 - 1667) de realizare a unei maşini cu abur [56]. Urmează lucrările inginerului şi inventatorului francez Denis Papin (1647 - 1714), care a inventat cazanul generator de abur şi a realizat, între 1687 şi 1707, primele modele de maşini motoare cu abur. În 1690 fizicianul francez Guillaume Amontons (1663 - 1705) a construit o maşină cu abur cu cilindru şi cu piston care a fost folosită pentru antrenarea unei pompe de apă. Realizările lui Papin şi Amontons au fost depăşite de inginerul mecanic englez Thomas Savery (1650 - 1715) care, în 1690, a construit o maşină atmosferică ce combina efectul presiunii aburului cu cel al presiunii atmosferice. La rândul ei maşina lui Savery a fost depăşită în 1711 de maşina cu piston realizată de englezul Thomas Newcomen (1663 - 1729). Maşina lui Newcomen a avut o răspândire considerabilă la începutul secolului al XVIII-lea. Maşinile motoare cu abur cu piston au cunoscut numeroase perfecţionări, începând cu cele aduse de inginerul şi inventatorul James Watt (1730 - 1819), englez conform [6] sau scoţian conform [56], [58], care a proiectat şi realizat în anul 1775 prima maşină cu abur cu piston cu simplu efect şi care avea condensatorul separat de corpul maşinii propriu zise. James Watt a construit şi primul motor cu abur cu piston rotativ (în 1779), iar în 1782 a construit maşina cu abur cu piston cu dublu efect, căreia în 1785 i-a înlocuit supapele cu un distribuitor-sertar şi i-a adăugat un volant pentru uniformizarea cuplului. Ulterior, maşinii lui Watt i s-au adus tot felul de perfecţionări, între care regulatorul de turaţie centrifug. Astfel perfecţionate, maşinile cu abur au fost utilizate pe scară largă atât la sfârşitul secolului al XVIII-lea cât şi în tot secolul al XIX-lea, ca principal generator de energie mecanică pe seama căldurii produse prin arderea lemnului şi cărbunilor.

Eforturile experimentale şi teoretice depuse de fizicienii şi inginerii secolului al XVII-lea şi al XVIII-lea au pregătit descoperirea în secolul al XIX-lea a legilor termodinamicii, ceea ce a permis înțelegerea adevăratelor principii ale funcționării maşinilor termice. Astfel, inginerul francez Nicolas Léonard Sadi Carnot (1796 - 1832) - fiul lui Lazare Carnot (1753 - 1823, matematician şi general al armatei franceze, fruntaş al revoluției din 1789) - a publicat în 1824 celebra sa carte „Réflexions sur la puissance motrice du feu et les machines propres à developer cette puissance“. În această carte Sadi Carnot a generalizat concluziile experimentelor practice ale predecesorilor, arătând că aşa cum un motor hidraulic funcționează la trecerea apei de la un nivel mai ridicat la un nivel mai coborât, tot aşa un motor termic funcționează atunci când energia termică sub formă de căldură trece de la o temperatură mai ridicată la o temperatură mai joasă. Prin aceasta Sadi Carnot a dat o formulare principiului al doilea al termodinamicii, formulare care arată - în limbajul de astăzi - că o maşină nu poate produce continuu lucru mecanic decât dacă există cel puțin două surse de căldură cu temperaturi diferite şi dacă o parte din căldura preluată de agentul de lucru de la sursa caldă este transmisă la sursa rece.

După cum s-a arătat mai sus, la sfârşitul secolului al XVII-lea şi în secolul al XVIII-lea maşinile cu abur cu piston au fost utilizate pe scară foarte largă. Exista însă un inconvenient important. Generatoarele de abur sub presiune care alimentau motoarele cu abur erau construite din materiale de proastă calitate, concordând cu nivelul de dezvoltare a metalurgiei (procedeul Bessemer de obținere a oțelului din fontă a fost pus la punct abia în 1856, iar procedeul Siemens-Martin de obținere a oțelului din fier vechi abia în 1864). Ca urmare a solicitărilor mecanice şi termice importante, exploziile cazanelor de abur erau un fapt curent, fiind însoțite de pierderi de bunuri şi de vieți omeneşti. În aceste condiții a apărut ideea construirii unor motoare termice a căror funcționare să nu fie legată de cazanele de abur. Ideea era de a folosi ca agent de lucru aerul cald sau un alt amestec de gaze necombustibile, care să nu prezinte riscurile aburului acumulat în cazanele de abur [9], [36], [48], [51], [53]. Motoarele termice cu aer cald şi cu pistoane au apărut în primele decenii ale secolului al XIX-lea şi unele dintre ele (motoarele Stirling) s-au dezvoltat şi răspândit repede, concurând cu succes timp de aproape o sută de ani motoarele cu abur.

Istoria a reținut ca inventatori ai primelor motoare cu aer cald, alături de Stirling, pe Cayley şi pe Ericsson.

În anul 1807 englezul George Cayley (1773 - 1857), rămas în istoria tehnicii mai ales prin cercetările sale asupra aparatelor de zbor mai grele ca aerul şi prin construirea unui planor funcțional, ca inventator al tractorului cu şenile şi ca fondator, în 1839, al „Instituției politehnice londoneze de pe strada Regent“ (Regent Street Polytechnic Institution of London) [56], a construit primul motor cu aer cald cu expansiune, care funcționa după un ciclu deschis. Motorul lui Cayley era cu ardere internă (dar în afara cilindrului) şi folosea ca agent de lucru aer, comprimat prin încălzire şi amestecat cu gaze de ardere.

În 1826 inginerul suedez John Ericsson (1802 - 1889) a obținut primul său brevet pentru o maşină cu aer cald cu combustie externă şi cu funcționare în ciclu deschis, maşină construită în 1833. De acest tip sunt şi cele patru motoare de dimensiuni foarte mari (diametrul pistonului de lucru de 4,2 m şi cursa de 1,2 m) construite de Ericsson în 1853 şi instalate pe o navă cu zbaturi şi pânze. Ericsson a rămas cunoscut în istoria tehnicii în special prin construirea primului cuirasat din

lume acționat numai cu motoare cu abur, nava U.S.S. Monitor.

Deşi aveau un consum de combustibil mai redus ca al maşinilor cu abur, motoarele lui Ericsson nu s-au răspândit. La fel, nici motorul lui Cayley nu s-a răspândit, deşi un model îmbunătățit a fost produs de Roper Caloric Company în S.U.A. şi de Caloric Engine Company în Anglia.

În apariția şi dezvoltarea motoarelor termice cu aer cald cu pistoane anul 1816 reprezintă un moment istoric. În acest an clericul scoțian Robert Stirling (1790 - 1878) a cerut şi a obținut de la Cancelaria din Edimburgh brevetul nr. 4081 pentru un motor cu aer cald cu ardere externă, motor care funcționa după un ciclu termodinamic închis cu regenerarea căldurii (numit astăzi ciclu Stirling) [9], [36], [39], [48], [51], [53]. Primul motor, conform brevetului 4081, a fost construit de Robert Stirling între anii 1818 – 1822. Deşi originalul brevetului s–a pierdut, datorită interesului istoric deosebit pe care îl prezintă acest prim motor Stirling, construcția acestuia este prezentată în aproape toate cărțile despre aceste motoare [36], [39], [51], [53]. Primul motor cu aer cald al lui Robert Stirling a fost realizat după schema constructivă arătată pe fig. 2.1. Motorul avea un cilindru vertical 3 închis cu o chiulasă fără supape şi două pistoane coaxiale: pistonul superior 4, numit piston cald sau piston împingător (în engleză „displacer piston“ sau „displacer“) şi pistonul inferior, numit piston rece sau piston de lucru (în engleză „power piston“ sau, simplu, „piston“). Motorul a fost prevăzut cu un schimbător de căldură regenerativ 5 realizat din sârmă de cupru înfăşurată în jurul pistonului cald. Chiulasa şi cele două pistoane delimitează în cilindru două camere funcționale cu volum variabil: camera 2 dintre pistonul cald şi chiulasă, numită şi cameră caldă sau spațiu de destindere, şi camera 6 dintre cele două pistoane, numită şi cameră rece sau spațiu de comprimare. Gazele rezultate din arderea cărbunelui în focarul 1 încălzeau chiulasa şi partea superioară a cilindrului 3. În zona camerei reci cilindrul era răcit cu un curent de aer sau, poate, cu un curent de apă. Pistonul cald 4 împingea alternativ aerul din camera rece în camera caldă şi din camera caldă înapoi în camera rece. Ca urmare, agentul de lucru era pus în contact în mod alternativ când cu sursa caldă, când cu sursa rece şi îşi modifica temperatura şi presiunea, realizând ciclul termodinamic motor. Mişcarea corelată a pistoanelor şi transformarea ei din mişcare de translație în mişcare de rotație a arborelui (prin care lucrul mecanic produs se transmite la maşina utilizatoare) se realiza printr-un complicat sistem de bare oscilante, mecanism care nu a fost prezentat în fig. 2.1.

O analiză succintă a primului motor cu aer cald construit de Robert Stirling arată că inventatorul a intuit necesitatea şi importanța recuperării unei părți din căldura conținută de aerul cald ce părăseşte camera caldă, urmate de folosirea căldurii recuperate pentru preîncălzirea aerului ce trece din camera rece în camera caldă. În acest scop Stirling a introdus un schimbător de căldură cu masă de acumulare a căldurii - regeneratorul 5 (pe fig. 2.1) - pe care l-a plasat pe la mijlocul pistonului cald, deşi, aşa cum se vede pe desenele motorului [36], [39], [51], [53], regeneratorul este subdimensionat. O a doua observație importantă se referă la faptul istoric că la data brevetării şi construirii primului motor cu aer cald de către Stirling legile termodinamicii abia începeau să fie descoperite şi echivalența dintre căldură şi lucrul mecanic ca forme ale schimbului de energie între corpuri erau necunoscute (echivalentul mecanic al căldurii a fost determinat de fizicianul englez James Prescott Joule (1818 - 1889) abia în anul 1843). Ca urmare, Robert Stirling a considerat că rolul încălzirii constă numai în compensarea pierderilor de căldură, în special prin radiație, şi din acest motiv suprafața de încălzire - limitată la chiulasă

şi o mică parte din cilindru - era insuficientă, subdimensionată. Cu toate acestea, primul motor cu aer cald construit de Robert Stirling este absolut remarcabil, el conţinând toate elementele principale ale motoarelor Stirling actuale. Primul său motor avea circa 2 CP şi a fost folosit la pomparea apei. Ulterior, Robert Stirling, împreună cu fratele său James Stirling (1800 - 1876), a obţinut două brevete pentru îmbunătăţiri aduse motorului cu aer cald (brevetul de invenţie nr. 5456 din anul 1827 şi brevetul de invenţie nr. 8652 din anul 1840) şi a construit numeroase modele de motoare cu aer cald, inclusiv un motor de 30 kW care a funcţionat într-o turnătorie din Dundee.

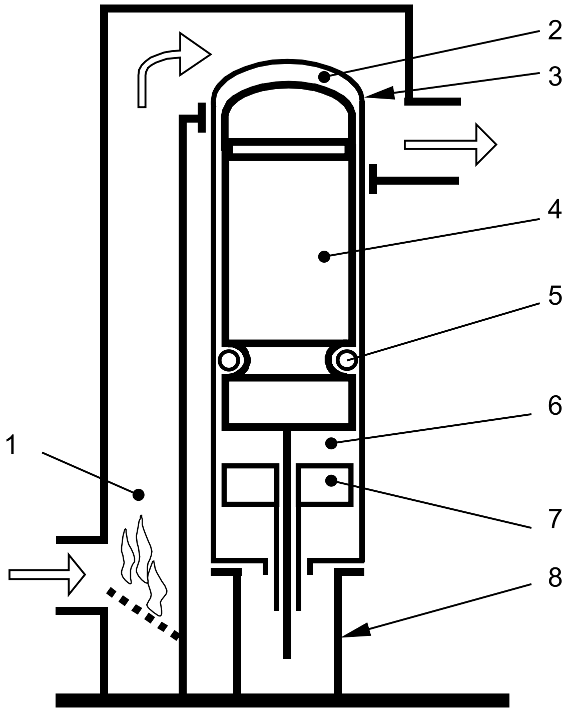


Fig. 2.1. Schema constructivă a primului motor Stirling (1818):
1 - focar; 2 - cameră caldă; 3 - cilindru; 4 - piston cald; 5 - schimbător de căldură regenerativ; 6 - cameră rece; 7 - piston rece; 8 - suporţi

Plecând de la motoarele construite de Stirling, în anul 1843 a fost fabricat un prim motor de uzină, care s-a dovedit un bun început. Mai apoi, pe tot parcursul secolului al XIX-lea şi la începutul secolului al XX-lea, mai multe mii de motoare cu aer cald cu construcţii din cele mai diverse au funcţionat în Marea Britanie, Statele Unite ale Americii şi în mai multe ţări europene. Motoarele erau de puteri foarte diferite, de la circa 100 W până la câteva zeci de kilowaţi. Utilizarea pe scară largă a motoarelor cu aer cald s-a datorat avantajelor pe care le aveau faţă de motoarele cu abur cu piston. Astfel, motoarele Stirling se remarcau printr-o funcţionare sigură şi silenţioasă, fiind totodată suficient de economice. În plus, motoarele cu aer cald erau complet inofensive, în timp ce generatoarele ce alimentau motoarele cu abur cu piston, din cauza materialelor şi metodelor de fabricaţie imperfecte, continuau să explodeze chiar şi în primele decenii ale secolului al XX-lea.

Trebuie observat că maşinile cu aer cald despre care s-a vorbit mai sus funcţionau după ciclul Stirling direct (motor). O dată cu construirea primelor motoare Stirling, în anul 1834 un anume John Herschel (oare acelaşi cu bine cunoscutul astronom, fizician şi chimist John Frederick William Herschel (1792 - 1871)?) a aratat că o maşină Stirling antrenată din exterior realizează transfer de căldură de la spaţiul de destindere către spaţiul de comprimare, unde căldura este transmisă agentului de răcire, cu condiţia ca spaţiul de destindere să nu fie încălzit. În acest fel maşina funcţionează după ciclul Stirling inversat, transformându-se într-o maşină frigorifică Stirling [36], [51], [53]. Primele maşini frigorifice Stirling au început să fie folosite după anul 1870. Una din primele maşini Stirling frigorifice a fost maşina Windhausen [44].

În 1850 profesorul englez William John Macquorn Rankine (1820 - 1872) a explicat pentru prima dată dinamica simplă şi elegantă a motorului Stirling.

În 1871 Gustav Schmidt, profesor la Institutul Politehnic German din Praga, a publicat în revista Zeitung VDI (anul 15, nr. 1) studiul „Theorie der Lehmann Schen Calorischen Maschine", în care prezintă primul model termodinamic pentru calculul motoarelor Stirling. Modelul matematic are la bază ipoteza că procesele din camerele funcţionale ale motorului sunt izotermice. Metoda matematică a lui Schmidt a cunoscut o largă răspândire, variante perfecţionate fiind folosite şi astăzi.

Spre sfârşitul secolului al XIX-lea şi la începutul secolului al XX-lea istoria motoarelor termice consemnează evenimente excepţionale. După ce în anul 1860 inginerul francez Étienne Jean Joseph Lenoir (1822 - 1900) a construit primul motor cu explozie în doi timpi cu combustibil gazos şi cu aprindere electrică, în anul 1876 inventatorul german Nikolas August Otto (1832 - 1881) a brevetat primul motor cu ardere internă în patru timpi cu combustibil lichid (benzină), pe care l-a expus în 1878, iar în anii 1892 - 1893 inventatorul german Rudolf Diesel (1858 - 1913) a realizat primul motor cu ardere internă cu injecţie progresivă de combustibil lichid sub presiune (motorină), motor care a funcţionat începând din 1897 şi a început să fie fabricat in 1902 [6]. În aceeaşi perioadă istorică sunt inventate şi motoarele electrice: motorul electric de curent continuu a fost realizat în 1860 de fizicianul italian Antonio Pacinotti (1841 – 1912), iar motorul asincron trifazat a fost inventat în 1890 de profesorul rus Mihail Osipovici Dolivo-Dobrovolski (1862 – 1919) [6].

Avantajele evidente ale motoarelor cu ardere internă şi ale motoarelor electrice - folosite pentru antrenarea a tot felul de maşini consumatoare de energie mecanică (pompe, ventilatoare, maşini pentru prelucrat metale etc.) - au făcut ca la începutul secolului al XX-lea acestea să înlocuiască mai vechile şi mai puţin eficientele motoare Stirling în aproape toate aplicaţiile practice. Totuşi motoarele Stirling de mică putere destinate antrenării unor ventilatoare sau a unor pompe pentru apa potabilă au continuat să fie fabricate în Marea Britanie până spre mijlocul secolului al XX-lea. Aceste motoare Stirling ardeau petrol lampant şi erau destinate zonelor tropicale izolate, fiind folosite de misionari, fermieri şi autorităţi administrative.

Perioada veche a istoriei motoarelor Stirling poate fi urmărită în colecţiile de motoare cu aer cald existente în numeroase muzee tehnice din Statele Unite ale Americii (cum ar fi muzeul Ericsson din Philadelphia) şi din diferite ţări europene.

2.2. Perioada modernă a istoriei motoarelor Stirling

2.2.1. Renaşterea interesului pentru motoarele Stirling. Cercetările şi realizările firmei Philips

Renaşterea interesului pentru motoarele Stirling şi începuturile perioadei moderne din istoria acestor maşini se situează în anul 1938, când inginerii firmei olandeze Philips din Eindhoven au demarat cercetări pentru crearea unui generator electric de mică putere care să poată alimenta aparatele de telegrafie precum şi aparatele radio de emisie şi recepţie (inclusiv cele militare) situate în zone izolate, lipsite de sisteme de producere şi distribuţie a energiei electrice [9], [51]. Se spune că firma Philips a ales pentru antrenarea generatoarelor electrice motorul Stirling după ce unul din directori a văzut vechile motoare cu aer cald dintr-un muzeu din Paris. La alegerea motorului Stirling ca sursă de energie mecanică a contribuit faptul că sursa caldă a acestuia poate fi alimentată în principiu cu orice combustibil, precum şi proprietatea sa de a funcţiona deosebit de silenţios. Cercetătorii de la Philips au mizat şi pe noile materiale şi tehnologii de fabricaţie ce le stăteau la dispoziţie şi care nu puteau să ducă decât la motoare cu performanţe net superioare motoarelor aflate atunci în muzee şi, deci, la motoare care să exploateze adecvat potenţialul ciclului termodinamic Stirling şi avantajele acestuia. Realizările cercetătorilor firmei Philips au fost comunicate în anul 1960 de Meijer [30] şi în 1971 şi 1973 de van Beukering [9]. Meijer a obţinut şi un doctorat în urma studiului aprofundat al mecanismului romboidal pe care l-a inventat şi care a fost folosit în construcţia motorului Stirling-Philips (fig. 1.2).

Cel mai cunoscut dintre primele motoare Stirling moderne (fig. 1.2) a dezvoltat schema de bază a motorului din brevetul din 1816, introducând deasupra chiulasei o cameră de ardere cu combustibil lichid şi scoţând regeneratorul din interiorul cilindrului şi amplasându-l în jurul cilindrului, în exterior. Totodată a fost adăugată în cilindru, sub pistonul rece, o cameră pneumatică de amortizare şi a fost inventat un mecanism motor romboidal simetric, mecanism care poate fi complet echilibrat din punct de vedere al forţelor şi momentelor de inerţie, deci nu produce nici un fel de vibraţii mecanice de felul celor care apar la motoarele cu ardere internă cu mecanism bielă-manivelă axat sau dezaxat [19], [49].

După anul 1950 cercetătorii de la Philips au abandonat programul generatorului electric cu motor Stirling, deoarece progresele electronicii (descoperirea tranzistorului) şi perfecţionarea acumulatoarelor electrice au furnizat soluţii mai performante, făcând inutil acest proiect. Firma Philips, folosind experienţa acumulată în studiul teoretic şi experimental al motoarelor Stirling, a trecut la construcţia de motoare cu puteri mult mai mari, destinate atât utilizărilor staţionare cât şi motorizării unor vehicule de transport. În acelaşi timp, Philips a vândut licenţele sale multor firme constructoare de autovehicule cu motoare cu ardere internă, firme interesate să nu piardă contactul cu progresul tehnico-ştiinţific [16].

Dintre realizările firmei Philips în domeniul motoarelor Stirling se remarcă motoarele policilindrice obţinute pe baza motorului prezentat în fig. 1.2. S-au construit motoare cu doi cilindri în linie, cu patru cilindri în linie sau cu patru cilindri aşezaţi doi câte doi în opoziţie (fig. 5.22).

O dată cu construirea primelor motoare Stirling, specialiştii de la Philips au constatat că acestea pot funcţiona ca maşini criogenice, cu o eficienţă destul de bună. Cercetările în domeniul maşinilor frigorifice au fost conduse de J.W. Köhler şi

C.O. Jonkers. În 1953 firma Philips prezintă, în cadrul unei demonstraţii la Paris, o maşină frigorifică funcţionând pe baza ciclului Stirling inversat. În anul 1955 Philips lansează pe piaţă maşini criogenice Stirling pentru lichefierea aerului şi pentru obţinerea azotului lichid [16].

Între 1960 şi 1970 apar instalaţii criogenice industriale Stirling cu puterea de 25 kW, care realizau temperatura de 77 K, şi instalaţii criogenice cu două trepte, care realizau temperatura de 12 K [16].

2.2.2. Contribuţiile altor firme şi organizaţii la dezvoltarea motoarelor Stirling

Primii care au achiziţionat (în 1958) licenţa pentru motoare Stirling-Philips au fost cei de la firma americană General Motors din Detroit, care au dezvoltat cercetări privind construcţia de motoare Stirling pentru automobile şi motociclete, pentru submarine şi nave de suprafaţă, precum şi pentru utilizări în cosmos. Primele rezultate obţinute de General Motors în domeniul motoarelor Stirling au fost publicate în anul 1971 de Underwood [48].

Au mai preluat licenţele firmei Philips consorţiul german MAN-MWM (în 1967) şi firma suedeză United Stirling AB din Malmö (în 1968). Aceste două firme au colaborat, realizând motoare Stirling pentru autovehicule şi pentru grupuri energetice destinate unor nave de suprafaţă sau unor submarine [33]. Din punct de vedere constructiv aceste motoare erau cu mecanism romboidal sau cu mecanism motor cu placă înclinată [29], [45], [53].

Tabelul 2.1.

Motoare Stirling din perioada moderne

Firma	Anul	Numele motorului	Numărul de cilindri	Volumul unui cilindru	Puterea	Turaţia	Destinaţia	Felul mecanis-mului motor
				10^{-6} m^3	kW	rot/min		
Philips (Olanda)	1967	2-235	2	235	85	3000	iahturi	romboidal
	1968	4-235	4-opuşi	235	147	300	iahturi	romboidal
	1968-1972	4-235 D.A.	4-linie	235	74	3000	autobuze DAF S3200	romboidal
	1968	4-S-1210	4		265	1500	nave	romboidal
	1968-1971	4-65 D.A.	4	65	45		nave	placă înclinată
	1975	4-215 D.A.	4	215	127		autoturismul Ford Torino	placă înclinată
United Stirling (Suedia)	1968	4-615	4	615	150	2400	nave, autovehicule	romboidal
	1972	V4X	4		40	4500	automobile	bielă-manivelă
	1975	P40	4-linie		40	4000	autovehicule	
		P150V8	8		150	2400	camioane	bielă-manivelă
	1984	4-95 MKII	4	95	25 52	1800 4000		

Tabelul 2.1. (continuare)

Firma	Anul	Numele motorului	Numărul de cilindri	Volumul unui cilindru	Puterea	Turația	Destinația	Felul mecanis-mului motor
				10^{-6} m^3	kW	rot/min		
General Motors	1959	GPU-3	1		3	3600	generator electric	romboidal
	1960				425		nave	romboidal
			4	50	16,2	2400		placă înclinată
Ford	1972		4		150	5000	automobile	placă înclinată
MAN-MWM	1967		1	95	7,4	3000	laborator	bielă-manivelă
	1968	1-400	1	400	22	1500	laborator	romboidal
Mechanical Technology Inc. (SUA)	1978	Mod I			50	4000	automobile	bielă - manivelă
	1986	Mod II			63		automobile	bielă - manivelă
Stirling Power Systems (Suedia)	1978	V160		160		1800	cogenerare casnică, generator electric	bielă - manivelă
SOLO Kleinmotoren Gmbh. (Germania)	1993	SOLO 161	1	160	11		cogenerare	bielă - manivelă
Stirling Technology Inc. (SUA)	1995	ST-5	1		3		cogenerare (poli-carburant)	pistoane libere
Whisper Tech. Inc. (Noua Zeelandă)	1995	WG-800	4		0,8		cogenerare	„wobble-yoke“
SIGMA - Elektrotek-nisk A.S. (Norvegia)		PCP		133	3	1600	cogenerare	

În aceeaşi perioadă au început cercetări în domeniul motoarelor Stirling şi la firma McDonnell Douglas Astronautics Co. din localitatea Richland din statul american Washington [29].

După 1970 guvernul SUA, prin Department of Energy (DOE), a finanțat NASA pentru a efectua cercetări în domeniul instalațiilor energetice cu motoare Stirling de putere mare (370 ... 1500 kW). Motoarele trebuiau să ardă cărbune sau deşeuri agricole şi menajere. NASA continuă şi în prezent cercetări privind instalații energetice cu motoare Stirling cu pistoane libere şi cu generatoare electrice liniare, instalații destinate navelor cosmice.

Cercetări în domeniul motoarelor Stirling au fost efectuate de numeroase alte firme şi organizații mai mari sau mai mici, unele dintre ele fiind citate în bibliografie.

Cele mai cunoscute motoare Stirling fabricate după 1950 sunt prezentate în tabelul 2.1 [11], [41], [53].

2.2.3. Maşini Stirling cu pistoane libere

Motorul Stirling cu pistoane libere modern a fost inventat în deceniul al şaselea al secolului trecut de William T. Beale, viitor profesor la Universitatea de Stat din Ohio şi fondator al firmei Sunpower Inc. din Athens (Ohio), firmă care a dus foarte departe dezvoltarea acestui motor [7], [36], [44], [51], [53]. Într-un fel se pare că este vorba de o redescoperire a acestor motoare, întrucât, după [44], un astfel de motor a fost construit încă în anul 1870.

Motorul Stirling cu pistoane libere nu are mecanism pentru transformarea mişcării de translație în mişcare de rotație şi nici pentru corelarea mişcării pistoanelor, funcționând diferit față de motorul Stirling cu mecanism motor de tip bielă-manivelă. Motoarele Stirling cu pistoane libere pot fi construite etanşe, din aceasta rezultând numeroase avantaje constructive. De asemenea, motoarele cu pistoane libere pot funcționa în orice poziție şi pornesc singure.

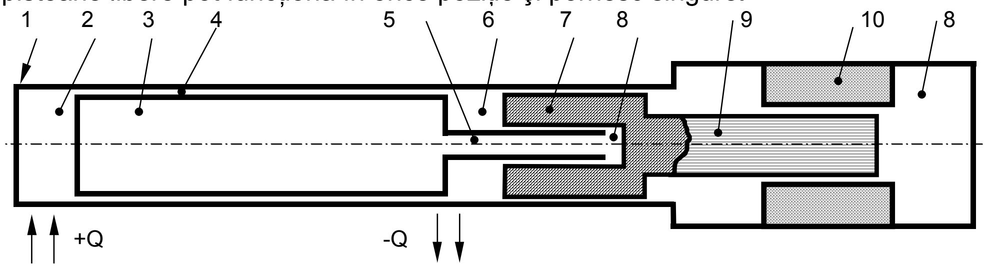


Fig. 2.2. Schema constructivă a unui motor Stirling cu pistoane libere care antrenează un generator electric liniar: 1 - cilindru; 2 - cameră de destindere; 3 - piston împingător; 4 - regenerator; 5 - tija pistonului împingător; 6 - cameră de comprimare; 7 - piston motor; 8 - camere de amortizare; 9 - magnet permanent; 10 - bobina indusului generatorului electric

Un motor Stirling cu pistoane libere (fig. 2.2) are trei părți constructive principale: cilindrul 1, închis etanş la ambele extremități, pistonul de lucru 7 (cu masă mare) şi pistonul împingător 3 (cu masă mică). Pistonul împingător este prevăzut cu tija 5 cu diametru relativ mare, care intră în corpul pistonului de lucru.

Pistoanele delimitează în cilindru trei camere: camera de destindere (camera caldă) 2, camera de comprimare (rece) 6 şi camera de amortizare 8. Tija 5 a pistonului împingător este construită ca un tub deschis la ambele capete, astfel că spațiul interior al cilindrului împingător comunică cu spațiul camerei de amortizare, fiind o parte componentă a acestei camere. Spațiul activ (de lucru) al motorului Beale este compus din camerele de comprimare 6 şi de destindere 2. Între cilindru şi pistonul împingător se află spațiul liber 4, de forma unui tub lung şi subțire, cu rol de regenerator de căldură. Prin acest spațiu se realizează comunicarea dintre camerele de comprimare şi de destindere. Camera de destindere 2 este prevăzută cu un sistem de încălzire iar camera de comprimare 4

este prevăzută cu un sistem de răcire (elemente nefigurate pe fig. 2.2).

Ca şi la maşinile Stirling cu mecanism motor, şi la maşinile cu pistoane libere pistonul împingător mută gazul din camera de destindere în camera de comprimare şi invers iar pistonul motor modifică volumul spaţiului de lucru al motorului şi transmite lucrul mecanic produs la utilizator. Mişcarea corelată necesară a pistoanelor se realizează ca rezultat al acţiunii cumulate a forţelor de presiune a gazului şi a forţelor de inerţie ale pistoanelor. Această particularitate face ca maşinile Stirling cu pistoane libere să fie numite şi maşini Stirling dinamice.

Profesorul Beale şi-a pus în practică invenţia în anul 1966, când firma Sunpower Inc. a construit primul motor cu pistoane libere. Ulterior firma Sunpower a dezvoltat numeroase variante constructive de motoare şi a găsit cele mai potrivite utilizări ale acestui motor [7], [36], [51], [53].

Ca oricare alt motor Stirling, şi cel inventat de Beale este o maşină reversibilă, un motor cu pistoane libere putând funcţiona şi ca maşină frigorifică. Pentru a funcţiona ca maşină frigorifică pistonul motor trebuie antrenat din exterior, de exemplu cu un motor electric liniar (ca în fig. 6.5 din subcapitolul 6.4).

Tot similar celorlalte motoare Stirling, şi motorul inventat de Beale poate folosi căldură provenind de la orice sursă, produsă prin arderea oricărei substanţe combustibile, până la surse cu izotopi radioactivi sau energie solară. Din această caracteristică derivă folosirea acestui motor în instalaţiile electroenergetice staţionare, când motorul antrenează un generator electric liniar. Astfel de motoare Stirling, cu o putere electrică de doar 3 kW, pot asigura necesarul de energie electrică (şi de energie termică, prin cogenerare) al unei gospodării izolate.

Motoarele Stirling cu pistoane libere se folosesc în instalaţii electroenergetice destinate navelor care zboară în cosmos, situaţie în care sunt alimentate cu energie solară sau de o sursă de căldură cu izotopi radioactivi [57].

Un interes deosebit îl prezintă combinaţiile dintre un motor Stirling cu pistoane libere şi o maşină frigorifică cu pistoane libere, în care energia mecanică produsă de motor serveşte la antrenarea maşinii frigorifice. O astfel de instalaţie frigorifică este ecologică deoarece nu foloseşte freoni sau alţi agenţi frigorifici toxici sau inflamabili şi reprezintă o soluţie de perspectivă pentru rezolvarea problemelor ecologice generate de agenţii frigorifici actuali.

Prin caracteristicile tehnice şi variatele utilizări posibile, motoarele Stirling cu pistoane libere au atras atenţia unui număr mare de cercetători de la diferite firme şi universităţi, care lucrează pentru dezvoltarea însuşirilor lor.

2.2.4. Momente remarcabile din istoria modernă a maşinilor Stirling

1920 Mai multe modele de motoare Stirling sunt vândute de firma Sears Roebuck pentru pomparea apei în locuinţe.

1931 J.F.J. Malone construieşte un motor Stirling ce funcţiona cu agent de lucru în stare lichidă [44], [51].

1938 La firma Philips se construieşte prima maşină cu aer cald - producea 16 W la 1000 ro/min (tipul 1)

1939 Apare maşina Stirling-Philips tip 3, destinată antrenării ventilatoarelor.

1940 Apare maşina Stirling-Philips tip 10, cu piston împingător - producea 500 W la 1500 rot/min. La presiune mare a agentului (5 bar) producea 1 CP. Dacă agentul de lucru era hidrogen, se obţineau 10 minute de funcţionare înainte ca aceasta să scape din cilindri.

1941 Apare o altă maşină Stirling-Philips tip 10, de data aceasta frigorifică, antrenată de un motor electric şi obţinând eficace temperaturi de -40° C (dar răcirea fiind posibilă până la -100° C).
1942 Bombardamentele Forţelor Aeriene Regale ale Marii Britanii distrug practic în întregime centrul de cercetări al firmei Philips.
1943 Apare maşina Stirling-Philips tip 19, cu patru cilindri, cu pistoane cu dublă acţiune, cu mecanism cu placă înclinată. Obţinea 8 CP la 3000 rot/min şi 10 bar. La jumătate din sarcină, randamentul era de 15%.
1945 Apare o altă maşină frigorifică Stirling-Philips de tip 10, cu hidrogen, obţinând temperaturi de aproape -200° C.
1946-1948 Firma Philips semnează cu Marina Statelor Unite contracte pentru dezvoltarea de generatoare electrice cu motor Stirling.
1950~ Rolf J. Meijir propune denumirea de motor Stirling pentru a descrie toate motoarele funcţionând după cicluri închise regenerative cu gaz.
1948-1952 Philips produce generatorul T102C cu o putere de 200 W, fabricându-se 150 de bucăţi. A fost utilizat în Olanda în timpul calamităţilor cauzate de inundaţii în 1953.
1953 R. J. Meijer inventează mecanismul cu biele plasate în romb.
1955 Se pun la punct maşinile criogenice Philips ce ating într-o treaptă 77 K, iar în două 12 K. Apare şi primul motor echipat cu mecanism romboidal; motorul obţinea 30 CP la 1500 rot/min, cu randamentul maxim de 30%.
1959 Apare motorul Stirling-Philips de 10 CP, construit pentru Diviziunea Allison a General Motors, destinat antrenării unui generator electric pentru sateliţi.
1958-1962 Este construit un motor Stirling-Philips în patru cilindri, producând 360 CP la 1500 rot/min.
1960 Pentru prima dată este utilizat (la Philips) un program de calculator pentru optimizarea proiectării motoarelor Stirling.
1966 Firma Philips experimentează diverse tipuri de surse calde: încălzitor cu izotopi radioiactivi, acumulatoare de căldură Li-F, Na-Li-H, arderea metalelor.
1967 Este inventat motorul Stirling cu diafragmă - numit şi generator termomecanic - de către cercetătorul E.H. Cooke-Yarborough, la Laboratoarele Harwell din Marea Britanie [54].
1969 C.D. West inventează motorul Stirling cu pistoane lichide.
1960 - 1970 Se pun în vânzare noi tipuri de maşini criogenice Stirling-Philips.
1968-1972 Se dezvoltă un motor Stirling-Philips cu 4 cilindri pentru autobuze.
1970~ William Beale (de la Universitatea Ohio) inventează şi dezvoltă motorul şi maşina frigorifică Stirling cu pistoane libere.
1970 Criza mondială a petrolului impulsionează cercetarea în domeniul maşinilor Stirling.
1975 Philips dezvoltă primul motor Stirling pentru autoturisme - Ford Torino - cu puterea de 172 kW cu toate instalaţiile anexe conectate.
1976-1978 Apar generatoarele electrice Stirling-Philips cu pistoane libere.
1979 Anul ultimului motor Stirling construit de Philips, pentru pompe de căldură pentru încălzirea şi răcirea locuinţelor (pentru climatizare).
1980 C.J. Rallis brevetează maşina Stirling „back to back“.
1981 La Universitatea Tehnică din Danemarca se construieşte o maşină Vuilleumier funcţionând ca pompă de căldură.

1982 Ministerul Comerţului şi Industriei din Japonia lansează un program pe şase ani vizând economia de combustibil şi reducerea poluării, în cadrul căruia s-au construit şi motoare Stirling cu randament ridicat utilizate pentru condiţionarea aerului, pentru echiparea navelor, pentru producerea curentului electric (utilizând energie solară).

1984 United Stirling din Suedia produce motorul în patru cilindri 4-95 MK II, ce furniza 25 kW la 1800 rot/min sau 52 kW la 4000 rot/min.

1984 Ivo Kolin propune un motor Stirling cu placă oscilantă şi cu mişcare discontinuă a pistonului împingător.

1987-1989 În România se fac încercări de a dezvolta un motor Stirling cu dublă alimentare, solară şi convenţională (cu cameră de ardere), scop în care Institutul Naţional de Motoare Termice ridică la Sulina o mică staţiune de cercetare.

1989-1992 Este construit un motor Stirling pentru alimentarea cu curent a navelor cosmice, alimentat cu energie solară (Space Power Demonstrator Engine - NASA).

1992 Centrul de Cercetări Lewis (NASA), în urma unui acord cu Departamentul Energiei (SUA), dezvoltă un proiect performant, vizând un motor Stirling capabil să furnizeze 25 kW şi să funcţioneze 60.000 de ore, pentru aplicaţii terestre, funcţionând cu energie solară - posibil de modificat şi pentru aviaţie.

1993 NASA proiectează motoare Stirling cu energie solară sau nucleară pentru vehicule spaţiale, cu puteri de 2 - 65 W. Tot în SUA se dezvoltă programul ASE (Automotive Stirling Engine), ce urmăreşte crearea unui autoturism dotat cu un motor Stirling adaptat pentru circulaţia în oraş şi pe autostrăzi, cu emisii poluante scăzute şi cu performanţe comparabile cu cele ale unui motor cu aprindere prin scânteie.

1993- 1996 În Suedia sunt construite două submarine cu motoare Stirling pentru dotarea Armatei Regale Suedeze (de clasă A 19 Gottland - navele Uppland şi Halland). Submarinele au un deplasament de 1500 t în imersiune şi măsoară 60 m lungime, cu secţiunea transversală 5,2 x 5,6 m, atingând 11 noduri la suprafaţă şi 20 de noduri în apă şi fiind apte de adâncimi de peste 450 m. Echiparea cu motoare Stirling face din aceste două nave de luptă cele mai silenţioase submarine din lume: o monedă ce se rostogoleşte pe carcasa motorului Stirling în funcţionare poate fi auzită clar!

1996-2000 La Universitatea Saitama din Japonia se construiesc, sub conducerea profesorului K. Hirata, peste 100 de modele de motoare Stirling, majoritatea fiind proiecte originale ale studenţilor.

2000 La MIT s-a depăşit numărul de 500 de motoare Stirling construite de studenţi.

Notă: Majoritatea informaţiilor despre maşinile construite de firma Philips sunt preluate din [16].

2.2.5. Contribuţii româneşti la studiul maşinilor Stirling

Înainte de a face o trecere în revistă a cercetărilor efectuate în România în domeniul maşinior Stirling, trebuie arătat că primele maşini Stirling introduse în ţara noastră au fost maşinile criogenice de tip Stirling-Philips. Maşinile au fost importate din Olanda şi din U.R.S.S. între anii 1965 - 1970 şi au fost folosite pentru lichefierea aerului şi separarea azotului lichid folosit în zootehnie pentru conservarea materialului biologic. După 1975 astfel de maşini au fost fabricate la

Cluj-Napoca la Institutul de Cercetări şi Proiectări pentru Industria Alimentară şi Frigorifică (I.C.P.I.A.F.) [36]. Funcționarea maşinilor criogenice Stirling este prezentată în monografia „Procese în maşini şi instalații frigorifice“ scrisă de profesorul universitar doctor inginer Emil Jugureanu [27]. Un calcul al instalațiilor frigorifice Stirling (cu mecanism romboidal) este prezentat în volumul de probleme şi aplicații pentru ingineri „Instalații frigorifice şi criogenice“, scris de profesorii universitari Vsevolod Radcenco, Marieta Grigoriu, T. Duicu şi Al. Dobrovicescu.

În 1984 Institutul Național de Motoare Termice din Bucureşti (I.N.M.T.) a demarat primul program românesc finanțat din bugetul țării (după informațiile noastre, şi ultimul până în prezent) pentru construirea unor motoare Stirling policarburante care să antreneze generatoare electrice staționare.

Programul prevedea proiectarea, execuția şi experimentarea unor prototipuri de motoare Stirling capabile să folosească combustibili convenționali şi neconvenționali. La program au colaborat numeroase instituții şi întreprinderi, între care Universitatea „Politehnica“ Bucureşti (U.P.B.) prin Catedra de Termotehnică, Maşini Termice şi Frigorifice, I.C.P.I.A.F. Cluj - Napoca şi ICEMENERG Bucureşti. La programul de construire a motorului Stirling a participat şi Filiala I.N.M.T. Iaşi care, sub conducerea profesorului universitar doctor inginer Dan Ursescu, a proiectat, a construit - în colaborare C.F.S. (Combinatul de Fibre Sintetice) Săvineşti - şi a experimentat injectoare de combustibil lichid pentru camera de ardere. Programul, care a durat patru ani şi a dus la construirea, pornirea şi experimentarea primului motor Stirling românesc, a fost întrerupt în 1989 şi nu a fost încă reluat.

Începând cu anul 1977 studenților de la Secția Maşini Termice a Facultății de Mecanică a Institutului Politehnic Iaşi (azi Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi“) li s-au predat, de către şef de lucrări doctor inginer Condrat Adrian Homutescu, elemente privind compunerea şi funcționarea motoarelor Stirling-Philips şi a mecanismului romboidal al acestora [19], [49].

În 1978 revista „Ştiință şi Tehnică“ a publicat un articol privind motorul Stirling cu placă înclinată [45]. Tot în anul 1978, într-un volum despre energia solară [32] apare şi un motor Stirling, prezentat ca generator solar. După câte ştim, acestea sunt primele referințe româneşti la motoarele Stirling.

La Catedra de Termotehnică, Maşini Termice şi Frigotehnie de la Universitatea „Politehnica“ Bucureşti şi la Academia Navală „Mircea cel Bătrân“ din Constanța echipe de cadre didactice şi studenți conduse de prof.dr.ing. Victor Pimsner (1920 - 2000), prof.dr.ing. Vsevolod Radcenco (1935 - 2003), prof.dr.ing. Gheorghe Gh. Popescu şi de prof.dr.ing. Traian Florea au publicat sau comunicat lucrări despre:

- modele matematice şi metode de calcul şi de optimizare a ciclurilor maşinilor Stirling, inclusiv a ciclurilor cu agenți polifazici sau policomponenți [10], [34], [36],
- metode de calcul pentru studiul ireversibilității proceselor din maşinile Stirling [35], [36],
- metode pentru determinarea performanțelor maşinilor Stirling cu ajutorul diagramelor p-V şi p-x, (x fiind gradul de pierderi) [14],
- transferul de căldură în regeneratorul maşinilor Stirling [13],
- utilizarea motoarelor Stirling solare în spațiul cosmic [5].

La Universitatea „Politehnica“ Bucureşti au fost susținute şi primele teze de doctorat în domeniul maşinilor Stirling:

- Contribuții la studiul sistemelor endoregenerative şi exoireversibile de tip Stirling pe baza termodinamicii în timp finit, autor Gheorghe Gh. Popescu, în 1993,
- Metodă grafo-analitică pentru studiul ireversibilității proceselor funcționale ale motoarelor cu ardere externă Stirling, autor Traian Florea.

La Universitatea Politehnică „Gheorghe Asachi“ din Iaşi a fost susținută o altă teză de doctorat în domeniul motoarelor Stirling:

- Contribuții la studiul termodinamic al motorului Stirling cu cilindree variabilă, autor Condrat Adrian Homutescu, conducător ştiințific profesor universitar doctor inginer Emil Jugureanu, în anul 2003.

Cercetările româneşti în domeniul maşinilor Stirling au condus şi la apariția primelor cărți în limba română dedicate integral motoarelor Stirling:

- Florea T., Petrescu S., Florea E., Scheme de calcul pentru studiul ireversibilității proceselor funcționale ale motoarelor cu ardere externă Stirling, editura LEDA & MUNTENIA, Constanța, 2000 şi
- Popescu Gh. Gh., Maşini Stirling, Editura BREN, Bucureşti 2001, 138 de pagini [36].

La Universitatea Tehnică Gheorghe Asachi din Iaşi, la Catedra de Termotehnică, o echipă condusă de profesorul universitar doctor inginer Gheorghe Dumitraşcu a efectuat studii referitoare la ireversibilitatea motoarelor Stirling şi la limitele operaționale ale acestor motoare [12], iar la Catedra de Maşini Termice şeful de lucrări doctor inginer Condrat Adrian Homutescu şi colaboratorii săi au studiat mecanismele motoare şi metodele de calcul ale motoarelor Stirling, au condus proiecte de diplomă şi disertații cu aceste subiecte, au obținut un brevet de invenție [18] şi au publicat câteva lucrări ştiințifice [20], [21], [22], [23], [24], [25].

3. UTILIZĂRI POSIBILE ALE MAŞINILOR STIRLING. PERSPECTIVE

3.1. Motoare Stirling pentru autovehicule

De la bun început trebuie observat că interesul pentru motoare Stirling destinate autovehiculelor ca sursă alternativă de energie mecanică a fost determinat în mare măsură de conjunctura de pe piaţa mondială a energiei. Astfel, criza energetică din deceniul al şaptelea al secolului trecut a dat un foarte serios impuls cercetărilor în domeniul utilizării energiilor neconvenţionale (eoliană, solară, geotermică, a valurilor) precum şi cercetărilor în domeniul perfecţionării instalaţiilor energetice clasice. În acest context, atât în SUA cât şi în Europa, cercetările teoretice şi experimentale pentru crearea de motoare Stirling pentru autovehicule au avut o dezvoltare rapidă, obţinându-se aproape imediat rezultate concrete.

Motorul Stirling posedă numeroase avantaje potenţiale, care îl recomandă pentru autovehicule. Astfel, motorul Stirling are un nivel foarte scăzut al zgomotelor şi al vibraţiilor şi o toxicitate redusă a gazelor de ardere evacuate, chiar şi fără folosirea sistemelor catalitice de depoluare, deoarece arderea se face în exteriorul cilindrului. Un alt avantaj important este acela că motorul Stirling poate funcţiona cu orice fel de combustibil - fiind într-adevăr un motor policarburant - sau cu alte surse de căldură (în primul rând cu acumulatoare de căldură). Totodată, motorul Stirling are un randament ridicat, comparabil cu cel al motoarelor Diesel, sau mai bun.

În afara celor arătate mai sus, motorul Stirling are o curbă caracteristică cuplu motor - turaţie favorabilă folosirii lui pe autovehicule (în special la turaţii mici).

Dintre neajunsurile motoarelor Stirling pentru autovehicule se menţionează gabaritul şi masa, amândouă mai mari decât cele ale motoarelor cu ardere internă comparabile ca putere, precum şi răspunsul mai lent la schimbarea sarcinii şi turaţiei.

În munca pentru introducerea motoarelor Stirling pe autovehicule au fost angrenate numeroase firme şi centre de cercetări, între care Ford, Philips, United Stirling A.B., MAN-MWM, NASA etc.

Cercetările complexe efectuate de firmele Ford şi Philips au dus la realizarea de motoare Stirling cu dublă acţiune cu mecanism motor cu placă înclinată, de puteri până la 60 - 70 kW. Motorul (de tip 4-235 DA, Tabelul 2.1.) a funcţionat pe autoturisme Ford Spirit, Ford Concorde [39], Ford Torino (model 1973, [39]). Împreună cu United Stirling A.B., firma Ford a experimentat motoare Stirling pe autoturisme Ford Taunus, în 1976 [39], [53].

Independent de Ford, General Motors a construit un motor Stirling care a fost montat pe un autoturism Opel Kadett, realizându-se astfel autoturismul Stir-Lec. În motorizarea autoturismului motorul Stirling funcţiona la turaţie constantă şi antrena un generator electric de curent alternativ trifazat. Curentul electric era redresat şi alimenta o baterie de acumulatoare electrice, după care trecea printr-un inversor şi alimenta un motor electric asincron pentru tracţiune [53].

În deceniul al şaptelea al secolului trecut firmele Philips şi General Motors au desfăşurat cercetări pentru exploatarea calităţilor nepoluante ale motoarelor Stirling pentru autoturisme, prin construirea de motoare cu acumulatoare de

căldură [9], [53]. S-au folosit acumulatoare de căldură de înaltă temperatură, care înmagazinează energia termică în oxizi de aluminiu (AL_2O_3) sau în fluorură de litiu (LiF). De la acumulatorul de căldură până la încălzitorul motorului Stirling căldura era transportată cu ajutorul unor tuburi termice de înaltă temperatură cu metale topite (Na, K). Varianta motorului Stirling cu tuburi termice a fost experimentată pe un automobil pentru serviciul de Salvare [51], care avea o autonomie de 75 km. Pe autovehiculele cu motor Stirling cu acumulatoare de căldură exista posibilitatea recuperării energiei cinetice a vehiculului. În timpul frânării motorul funcționa în regim de pompă de căldură, încărcând acumulatorul de căldură [52].

Tuburile termice pot fi folosite şi pentru transportul căldurii de la un foc de lemne făcut într-o vatră de pietre până la un mic motor Stirling care antrenează un generator electric într-o regiune izolată, ceea ce aminteşte de primele proiecte ale firmei Philips [9].

Motoarele Stirling echipate cu acumulatoare de căldură sunt potrivite şi pentru motorizarea vehiculelor destinate transportului subteran, acumulatoarele fiind încărcate cu căldură în punctele de stație pentru descărcarea minereurilor.

Firma Philips a fabricat motorul Stirling 4-235 (Tabelul 2.1.) în mai multe variante constructive, cu cilindri verticali în linie sau cu cilindri orizontali în opoziție, variante pe care le-a experimentat pe diverse vehicule, între care şi autobuzele DAF S3200 [42].

Importante realizări în folosirea motoarelor Stirling pe autocamioane şi pe autobuze au fost obținute în deceniul al optulea al secolului trecut de firma United Stirling A.B. [33], [42]. Prima realizare a fost motorul Stirling 4-615 în licență Philips, având mecanism romboidal cu patru cilindri în linie şi puterea de 140 kW la turația maximă de 2400 rot/min [33]. Motorul s-a comportat bine în timpul probelor, dar avea o masă raportată la putere prea mare şi era destul de complicat şi scump de fabricat. Un motor pentru autobuze mai performant realizat tot de United Stirling A.B. este motorul P150V8, cu mecanism motor bielă - manivelă şi cu cilindrii aşezați în V (motorul avea camerele caldă şi rece amplasate în cilindri diferiți, V-ul referindu-se la aşezarea acestora). Cei patru cilindri ai pistoanelor împingătoare şi încălzitoarele formau un braț al V-ului iar cilindrii pistoanelor motoare şi răcitoarele celălalt braț, între brațe fiind plasate regeneratoarele de căldură. Motorul dezvolta o putere de 150 kW la 2400 rot/min şi putea lucra cu turații între 500 şi 2400 rot/min.

Între anii 1978 şi 1986 firma Mechanical Technology Inc. a desfăşurat, împreună cu NASA Research Center din Lewis Field (cu finanțare de la Department of Energy (DOE) din SUA), un program pentru crearea unor motoare Stirling pentru autovehicule. Programul urmărea realizarea unor motoare Stirling policarburante, cu randament mai mare decât al motoarelor cu ardere internă şi care trebuiau să îndeplinească cerințele normelor americane din 1985 referitoare la poluare fără să fie prevăzute cu dispozitive pentru depoluarea gazelor de ardere. Au fost realizate şi experimentate pe autovehicule două variante de motoare Stirling, numite Mod I şi Mod II. Primul motor avea 53 kW şi era o perfecționare a motorului P-40 fabricat de firma suedeză United Stirling. Motorul Mod I era cu cilindrii în linie şi avea un mecanism motor cu doi arbori. Motorul Mod II, de 63 kW, conținea numeroase perfecționări, în special în ce priveşte modularea construcției. Motorul Mod II avea cilindrii în V şi avea un singur arbore cotit [11], [41].

După 1980 cercetările pentru motorizarea vehiculelor cu motoare Stirling au continuat şi în Europa, în special în Suedia şi în Germania, dar şi în alte țări. O noutate au fost studiile pentru motorizarea vehiculelor grele cu combinații de

motoare Stirling şi motoare Diesel.

Cercetările efectuate până în ultimul deceniu al secolului trecut pentru dezvoltarea de motoare Stirling pentru autovehicule, deşi au dus la numeroase rezultate privind perfecţionarea proiectării şi tehnologiei de fabricaţie, nu au îndreptăţit aşteptările. Adevărul este că în timp ce motorul Stirling îşi caută locul printre motoarele pentru autovehicule, încercând să-şi pună în valoare calităţile (poluare redusă, zgomot şi vibraţii reduse, policarburanţă), motoarele cu ardere internă cu aprindere prin scânteie sau prin comprimare s-au dezvoltat vertiginos, aplicând noutăţile privind supraalimentarea cu turbosuflante, depoluarea catalitică a gazelor de ardere şi mai ales injecţia de benzină şi de motorină controlată prin calculatoare electronice. Aceste perfecţionări ale motoarelor cu ardere internă au pus în umbră motoarele Stirling pentru autovehicule. Totuşi şi după anul 1990 s-au desfăşurat şi sunt în derulare programe de cercetare în acest domeniu.

3.2. Motoare Stirling pentru submarine şi pentru nave de suprafaţă

Nivelul foarte redus al zgomotului şi vibraţiilor mecanice, ca şi randamentul efectiv, care ajunge la 40%, recomandă motoarele Stirling pentru utilizare la motorizarea submarinelor. Spre deosebire de submarinele cu motoare Diesel, care produc mult zgomot în timpul funcţionării, submarinele cu motoare Stirling sunt mult mai greu de detectat cu ajutorul sonarului.

Cercetările pentru realizarea de instalaţii energetice cu motoare Stirling pentru submarine au început înainte de 1960, în acest sens dezvoltând lucrări fundamentale firme ca General Motors, United Stirling A.B. sau Philips. Una din problemele cele mai importante ce trebuiau rezolvate era aceea a sursei de căldură pentru motorul Stirling. Au fost studiate şi experimentate mai multe variante: producerea căldurii prin arderea hidrocarburilor sau a hidrogenului, cu folosirea ca oxidant a oxigenului sau a peroxidului de hidrogen (H_2O_2); folosirea acumulatoarelor de căldură de înaltă temperatură sau producerea căldurii prin oxidarea într-un curent de oxigen gazos a unor metale topite, a unor cloruri, fluoruri, sulfuri sau a unor oxizi metalici aflaţi într-o altă stare de oxidare decât starea maximă.

Firma United Stirling (în colaborare cu firma Kockums, de asemenea din Suedia) a fost printre primele care a rezolvat toate problemele ce însoţesc arderea hidrocarburilor pe submarine. O primă soluţie constructivă prevedea instalaţii pentru condensarea vaporilor de apă din gazele de ardere, pentru pomparea apei rezultate peste bord, pentru comprimarea dioxidului de carbon până acesta trece în stare lichidă şi pentru stocarea dioxidului de carbon lichid. O a doua soluţie constructivă a introdus o instalaţie pentru dizolvarea gazelor de ardere în apă şi pentru pomparea apei peste bord. Ambele soluţii eliminau dâra de bule de aer care semnalează celor de la suprafaţă prezenţa submarinului.

Primul motor Stirling folosit pe submarine a fost motorul 4-615, ce avea o putere de 150 kW. Motorul ardea motorină şi utiliza peroxidul de hidrogen ca oxidant. Folosirea ca oxidant a peroxidului de hidrogen în locul oxigenului (deşi pentru ardere sunt necesare cantităţi de două ori mai mari de peroxid faţă de cazul oxigenului) se explică prin aceea că în timp ce oxigenul lichid trebuie depozitat la temperaturi scăzute, peroxidul de hidrogen poate fi depozitat la temperatura mediului, deci şi în rezervoare scoase în exteriorul submarinului. Instalaţiile energetice pentru submarine ale firmei United Stirling mai conţineau un generator

electric (antrenat de motorul Stirling) şi un electromotor care antrena elicea.

Ultimele realizări (din 1993) ale firmei suedeze se referă la motorizarea submarinelor din clasa A19. Submarinele din această clasă (Gotland - aflat în exploatare, Uppland şi Halland - în construcţie) au o lungime de 60 de metri şi o masă de 1240 tone la suprafaţă, de 1500 tone imersate şi ajung la o viteză maximă de 11 noduri la suprafaţă şi 20 de noduri sub apă. Adâncimea maximă de scufundare probabilă (informaţia fiind secret militar) este de 400 - 450 m. Puternic înarmate cu torpile şi mine, aceste submarine sunt dorite şi de Australia (care a comandat câteva exemplare) şi Taiwan. Din păcate nu sunt publice informaţii despre motorul Stirling utilizat. Se cunoaşte doar că motorul arde combustibili fosili sau alcooli. Pentru ardere se foloseşte oxigen stocat în rezervoare, care este amestecat cu gaze de ardere recirculate pentru a se obţine procentul de oxigen necesar arderii. Gazele de ardere care nu sunt recirculate sunt dizolvate în apă şi evacuate peste bord.

Cercetări pentru folosirea pe submarine a motoarelor Stirling cu acumulatoare de căldură au fost realizate de General Motors, principala problemă care se punea fiind realizarea unor acumulatoare de căldură de mare capacitate (până la 1000 kWh).

Trebuie observată deschiderea largă a preocupărilor firmei General Motors, care a cercetat în paralel utilizarea motoarelor Stirling cu acumulatoare de căldură atât pentru submarine cât şi pentru automobile. În 1967 General Motors a construit o instalaţie energetică de acest tip de 22 kW [53].

Este interesant de observat că firma General Motors a lucrat şi la instalaţii energetice cu acumulatoare de căldură pentru submarine, instalaţii în care căldura înmagazinată era utilizată pentru realizarea unor cicluri Rankine.

Folosirea căldurii obţinute prin arderea (oxidarea) unor metale sau compuşi metalici este considerată o metodă de perspectivă. Avantajul ei constă în degajarea unei cantităţi foarte mari de căldură în urma reacţiei de oxidare şi simultan în aceea că oxizii formaţi rămân în stare topită şi ocupă un spaţiu foarte mic (practic egal cu cel iniţial), în timp ce prin arderea hidrocarburilor rezultă volume mari de gaze. O instalaţie de acest tip, cu putere sub 1 kW, despre care există informaţii în literatura de specialitate [31], era compusă dintr-un reactor în care se producea oxidarea metalului şi din motorul Stirling. Tuburile încălzitorului erau plasate direct în reactor şi preluau căldură numai prin radiaţie. Oxidantul era stocat într-un rezervor elastic aflat în afara corpului de rezistenţă al submarinului. Presiunea vaporilor de oxidant din rezervorul aflat la presiunea şi la temperatura apei asigură alimentarea reactorului, în care oxidantul este introdus sub suprafaţa combustibilului topit.

Firma General Motors a extins cercetările privind folosirea motoarelor Stirling şi pentru antrenarea torpilelor. În acest scop s-a încercat folosirea unui motor Stirling cu dublă acţiune cu placă înclinată, fiind testate diferite surse de căldură [31], [53].

Motoarele Stirling se folosesc şi pe nave de suprafaţă, de exemplu pe iahturi şi pe nave mici pentru călătorii de plăcere, pe care funcţionarea silenţioasă este foarte apreciată. Un exemplu este cuterul danez „Stirling Silence“, echipat cu un motor Stirling de 73 kW, care dezvoltă o viteză de până la 13 noduri [31].

Se remarcă lucrările consorţiului „Britannic Stirling Engines“, format din mai multe universităţi şi firme constructoare de maşini, care după 1982 a proiectat un motor Stirling naval cu aer sub presiune medie, cu puterea de 1 MW [36].

3.3. Motoare Stirling pentru utilizări cosmice

În anii de pregătire a zborurilor cosmice cercetătorii şi inginerii angrenaţi în această activitate au trebuit să rezolve problema asigurării energiei electrice necesare alimentării aparatelor de radiotelecomunicaţii şi aparaturii de cercetare, precum şi problema asigurării energiei necesare pentru echipamentele de menţinere a vieţii omului. În acest sens, au fost experimentate mai multe soluţii, cum ar fi pile de combustie cu hidrogen şi oxigen sau instalaţii termoelectrice care transformă căldura produsă de mici reactoare nucleare în lucru mecanic (folosind diferite tipuri de turbine funcţionând în cadrul unor cicluri termodinamice Rankine sau Brighton [53]).

După anul 1960, în SUA au început să se dezvolte proiecte pentru promovarea instalaţiilor electroenergetice cu motoare Stirling în utilizări cosmice. Cercetările au mers pe două căi, deosebite între ele prin sursa de căldură aleasă pentru motorul Stirling - energia solară sau căldura generată de o sursă cu radioizotopi. Primele proiecte, finanţate de armata SUA, au permis firmei Allison Division of General Motors să realizeze o instalaţie electroenergetică de 3 kW cu motor Stirling cu energie solară. Motorul Stirling al instalaţiei avea mecanism motor romboidal (sub licenţă Philips). La motor s-a aplicat o inovaţie importantă, fiind primul motor Stirling care folosea metal topit (un amestec eutectic de Na şi K) ca lichid intermediar pentru transportul căldurii de la captatoarele solare la motor.

O altă instalaţie energetică cu motor Stirling pentru utilizări în cosmos a fost realizată în 1975 de firma Mechanical Technology Inc. din statul american New York. Blocul energetic era compus dintr-un motor Stirling cu pistoane libere şi un generator electric liniar cu puterea de 1 kW. Şi în această instalaţie motorul Stirling era încălzit de la captatoare solare.

Interesul pentru motorul Stirling ca transformator al energiei solare în energie mecanică pentru sateliţi şi pentru nave cosmice care zboară pe traiectorii circumterestre s-a diminuat o dată cu perfecţionarea celulelor semiconductoare pentru conversia directă a energiei solare în energie electrică. Deşi au randamentul transformării energetice mai mic decât cel de la motoarele Stirling, celulele semiconductoare s-au impus, deoarece au o construcţie mult mai simplă, neavând piese în mişcare.

Interesul pentru instalaţiile energetice cu motoare Stirling pentru nave cosmice destinate misiunilor interplanetare s-a menţinut până în prezent. Astfel, în anul 2000 NASA informează că în laboratoarele sale se efectuează lucrări în acest domeniu [57]. Laboratoarele NASA de la Glenn Research Center din Lewis Field [57] în colaborare cu Department of Energy (DOE) au realizat instalaţii energetice cu motoare Stirling pe baza unor surse avansate cu radioizotopi. Instalaţia are un motor Stirling cu pistoane libere, are puterea utilă de 55 W şi este destinată navelor cosmice care vor zbura spre planetele îndepărtate (de după planeta Marte). La aceste distanţe de Soare insolaţia scade şi convertoarele ce transformă direct energia solară în energie electrică nu mai sunt eficiente. În aceste condiţii convertoarele termoelectrice cu motor Stirling cu sursă de căldură cu izotopi radioactivi devin o soluţie eficientă pentru obţinerea energiei electrice, practic fiind de neînlocuit.

Tot la NASA (prin Thermo-Mechanical Systems Branch) s-au realizat cercetări în domeniul motoarelor Stirling cu puteri de 10 ... 350 W cu pistoane libere, motoare alimentate cu energie solară şi destinate zborurilor spre planetele

îndepărtate. Au fost studiate generații noi de captatoare solare gonflabile. NASA a studiat comparativ funcționarea acestor convertoare pe diverse planete [57].

Interesul pentru convertoarele termoelectrice cu motoare Stirling utilizabile în spațiul cosmic este întreținut de cercetări teoretice actuale, cum sunt cele efectuate la Universitatea „Politehnica“ Bucureşti de o echipă condusă de prof. univ. dr. ing. V. Bădescu, în colaborare cu profesorul M. Feidt de la Universitatea „Henri Poincaré“ din Nancy - Franța [5].

3.4. Motoare Stirling pentru maşina inimă artificială

În 1964 a demarat în SUA un program de cercetare finanțat de Ministerul Sănătății pentru realizarea de inimi artificiale, care să preia temporar sau total activitatea inimii. Programul a fost foarte vast şi a cuprins şi cercetări privind utilizarea motoarelor Stirling în construcția inimii artificiale. Motoarele Stirling trebuiau să lucreze în regim de generator de impulsuri de presiune pentru antrenarea unei pompe pentru circulația sângelui. În cadrul programului amintit firmele Donald W. Douglas Laboratories din Richland - Washington, Aerojet Liquid Rocket Co. din Sacramento - California, Westinghouse Astronuclear Co. din Pittsburg - Pennsylvania, Thermo Electron Co. şi North American Philips Co. din New York şi altele au realizat miniaturizări ale motoarelor Stirling.

Micromotoarele Stirling pentru aparatul inimă artificială (denumirea „aparat“ prezentă în literatura de specialitate este improprie, în fond fiind vorba de un sistem de maşini) utilizează ca sursă caldă o sursă de energie cu radioizotopi (plutoniu) sau acumulatoare electrice. Sursa de căldură cu plutoniu a fost preferată deoarece poate asigura energia necesară funcționării motorului Stirling pe circa 10 ani, în timp ce acumulatoarele electrice trebuie reîncărcate la 8 - 10 ore şi fiind exterioare corpului necesită conductori care să străbată pielea omului. Puterea necesară pompei de circulație a sângelui este de 3 - 5 W, ceea ce impune o putere termică de 30 - 50 W ce trebuie transmisă motorului Stirling.

Răcirea motorului Stirling pentru inima artificială se face utilizând sângele ca agent de răcire şi prin disiparea căldurii preluate de sânge în întreg corpul şi apoi în atmosferă. Disiparea suplimentară a unei puteri de 30 - 50 W de către corpul omenesc este perfect posibilă (în mod natural corpul omenesc disipă ~ 100 W în timpul somnului şi circa 500 W la efort fizic susținut).

O inimă artificială cu motor Stirling realizată de firma Aerojet Liquid Rocket Co. a fost implantată şi experimentată pe vite cornute mari de către cercetătorii acestei firme în colaborare cu medici veterinari de la Universitatea de Stat din California, fiind folosită pentru susținerea mecanică a circulației naturale a sângelui. Primele rezultate au fost comunicate în 1976 [53].

3.5. Motoare Stirling pentru instalații termoenergetice staționare

Cercetările teoretice şi practice pentru dezvoltarea domeniilor de folosire a motoarelor Stirling nu s-au limitat la crearea de motoare pentru diferite mijloace de transport, deşi acestora li s-a acordat prioritate. Motorul Stirling s-a dovedit a fi potrivit şi pentru diverse şi numeroase utilizări în instalații termoenergetice staționare. Motoarele Stirling pot face parte din instalații de pompe de căldură, pot fi folosite pentru antrenarea generatoarelor electrice sau ca părți componente în instalații care utilizează complex şi eficient energia termică prin cogenerare.

Pompele de căldură transportă căldură de la sursa de joasă temperatură la sursa cu temperatură mai ridicată. Pompele de căldură se folosesc în diverse ramuri industriale pentru încălzirea sau răcirea unor obiecte sau agenți de lucru. În particular, pompele de căldură constituie o parte componentă a instalațiilor pentru condiționarea aerului în clădiri sau pe nave. În regim de încălzire pompa de căldură absoarbe căldură de la o sursă exterioară (lacuri, râuri, aerul atmosferic) şi o cedează la o temperatură mai ridicată utilizatorilor (clădiri etc.). Atunci când funcționează în regim de răcire pompa preia căldură din aerul aflat în încăperi închise şi o disipă în mediul înconjurător, la o temperatură mai ridicată. Maşinile Stirling pot participa la compunerea pompelor de căldură fie direct, funcționând în regim de maşină frigorifică, fie ca motor pentru antrenarea compresoarelor din compunerea pompei de căldură ce funcționează după un ciclu Rankine inversat, fie pentru antrenarea unor pompe hidraulice din compunerea instalației de pompă de căldură cu absorbție.

Antrenarea maşinii Stirling ce lucrează în regim de pompă de căldură se poate face cu orice tip de motor (electric sau termic). Un interes deosebit îl prezintă soluția antrenării maşinii Stirling frigorifice cu un motor Stirling, combinație cunoscută şi sub numele de maşină Stirling duplex [36], [53]. Primii care au studiat maşinile Stirling duplex au fost Walker, Martini, Beale şi, în 1978, cercetătorii de la firma americană Energy Research and Generation Inc. din San Francisco [53]. Pompele de căldură Stirling duplex prezintă avantajul că folosesc un singur agent de lucru pentru ambele maşini, ceea ce simplifică problema etanşărilor, în special la maşinile cu pistoane libere. Căldura necesară motorului Stirling din maşina duplex poate fi produsă prin arderea combustibilului, ca la primele instalații produse de firma Energy Research and Generation. La alte modele de pompe de căldură duplex (cum ar fi unele produse de Sunpower Inc.) motorul foloseşte căldură provenită din captarea energiei solare sau din arderea biogazului sau a tot felul de deşeuri combustibile. Se aşteaptă ca cercetările asupra acestor maşini să conducă la rezultate practice importante, inclusiv pentru producerea frigului în zonele izolate.

Pentru pompele de căldură care funcționează după ciclul Rankine inversat se folosesc atât motoare Stirling cu mecanism motor, la arborele cărora se cuplează compresoarele pentru vaporii de agent frigorific, cât şi motoare Stirling cu pistoane libere, la care pistonul de lucru al motorului este prins rigid de pistonul de lucru al compresorului.

Motoarele Stirling pot fi folosite pentru antrenarea unor generatoare electrice introduse în sisteme deja existente de producere a energiei electrice, sau pentru antrenarea unor generatoare electrice de bază pentru comunități omeneşti mici şi izolate. Generatoarele electrice pot fi cu rotor, caz în care sunt antrenate de motoare Stirling cu mecanism motor (cinematice - mecanismul transformă mişcarea de translație a pistonului de lucru în mişcare de rotație a arborelui), sau pot fi generatoare electrice cu mişcare de translație alternativă, situație în care sunt antrenate de motoare Stirling cu pistoane libere (motoare Beale).

Pentru utilizări staționare prezintă un interes deosebit motoarele Stirling care folosesc energia solară sau căldura produsă prin arderea deşeurilor combustibile. În ultimii 30 ... 40 de ani au fost dezvoltate numeroase cercetări pentru realizarea unor astfel de instalații [39], [53] şi cercetările continuă şi în prezent. În SUA primele programe pentru realizarea de instalații energetice solare cu motoare Stirling au fost conduse de Jet Propulsion Laboratory de la Californian

Institute of Technology. În acest cadru firma Ford Aeronautics a dezvoltat o instalație modulată cu puterea electrică de 1 MW, instalație care cuprindea 23 de motoare Stirling de tip P75 cu patru cilindri produse de firma United Stirling A.B., fiecare motor fiind echipat cu un captator solar individual cu diametrul de 16 m. Instalația era prevăzută cu acumulatoare pentru stocarea energiei electrice pentru noapte şi pentru zilele fără soare.

În instalațiile energetice cu captatoare solare orientabile (care urmăresc mişcarea aparentă a Soarelui pe cer) amplasarea motorului Stirling în focarul captatorului complică foarte mult construcția. Evitarea acestor dificultăți se obține prin plasarea motorului lângă captator şi transportul căldurii de la captator la motor prin intermediul unor tuburi termice cu metale topite [53]. Uniformizarea între zi şi noapte a procesului de generare a energiei cu instalații solare se poate obține şi prin completarea instalației cu acumulatoare de căldură de înaltă temperatură (cu LiF sau cu alte săruri sau oxizi metalici) sau prin adăugarea unor camere de ardere policarburante.

Alte cercetări, începute după 1978 şi finanțate de Department of Energy (DOE) din SUA, au urmărit crearea unor instalații electrice modulate cu motoare Stirling solare, cu puteri între 375 ... 2000 kW. Un interes foarte mare a fost acordat şi instalațiilor energetice solare cu motoare Stirling cu puteri mici (< 10 kW) destinate unor gospodării izolate.

Şi motoarele Stirling cu puteri foarte mici (< 0,3 kW) îşi găsesc utilizări staționare, cum ar fi producerea energiei pentru mici faruri plutitoare şi pentru balize luminoase, situație în care izolarea locului de amplasare conduce la încălzirea motorului cu gaze obținute prin arderea unor combustibili lichizi.

Motoarele Stirling staționare solare pot funcționa peste tot unde ajunge lumina Soarelui, deci şi pe alte planete. Sunt cunoscute studii privind folosirea lor pe planeta Marte [5].

În grupul mare de motoare Stirling staționare pot fi introduse şi relativ puțin cunoscutele motoare Stirling cu pistoane lichide [54], utilizate pentru pomparea apei. Motorul cu pistoane lichide care funcționează după ciclul Stirling cu regenerarea căldurii a fost brevetat în anul 1971 de echipa formată din C.D. West, E.H. Cooke - Yarborough şi G. Geisow de la A.E.R.E. din Harwell - Marea Britanie (Institut de cercetări în domeniul energiei atomice). În locul tradiționalelor pistoane solide sunt folosite pistoane lichide, de cele mai multe ori fiind vorba de coloane de apă. Aceste motoare au o coloană de lichid care se comportă ca un piston, oscilând pe frecvența proprie şi punând în mişcare întreaga masă de lichid aflată sub pistoanele lichide, care sunt aşezate în cele două ramuri ale unui tub U. Deasupra pistoanelor se află camera de destindere respectiv camera de comprimare, între acestea fiind amplasat regeneratorul. Ca sursă de căldură se pot folosi gaze calde, energia solară etc. [36].

3.6. Motoare Stirling demonstrative şi motoare Stirling didactice

În ultimii ani, atât în cadrul organizat al unor şcoli sau universități [17], [43], cât şi ca rezultat al muncii unor modelişti amatori s-au realizat foarte multe variante de micromotoare Stirling, cu diferite scheme de amplasare a camerelor de destindere şi de comprimare şi cu mecanisme motoare din cele mai ingenioase şi mai neaşteptate.

Scheme ale acestor maşini, planuri de execuţie şi seturi de piese necesare montării de către amatori, ca şi diverse modele funcţionale de motoare Stirling sunt oferite spre vânzare în paginile revistelor şi pe Internet. Este vorba în general de micromotoare Stirling care funcţionează cu diferenţe mici de temperatură între sursa caldă şi sursa rece. De cele mai multe ori sursa rece este aerul atmosferic iar pentru sursa caldă sunt folosite becuri electrice, lumânări sau chiar mâna omului ţinută pe cilindrul cald. Micromotoarele Stirling au puteri foarte mici, de cele mai multe ori reuşind doar să-şi învingă frecările şi să se învârtă în gol. Totuşi există şi micromotoare care antrenează mici ventilatoare, ca în exemplul motorului care, aşezat pe un monitor de calculator, foloseşte căldura din aerul de răcire al monitorului.

Motorul Stirling este maşina termică la care modul în care se aplică principiul al doilea al termodinamicii poate fi cel mai uşor observat şi înţeles. Această proprietate explică prezenţa motorului Stirling în laboratoarele universitare didactice, chiar şi acolo unde nu există o tradiţie a cercetărilor în acest domeniu. De exemplu, la Universitatea Victoria din statul canadian British Columbia studenţii au la dispoziţie un motor Stirling produs de firma germană Leybold, motor încălzit electric. Motorul are cilindrul din sticlă, pistoane montate coaxial şi foloseşte ca agent de lucru aer la presiune joasă. Pentru măsurarea presiunii din camera de lucru a motorului pistonul rece şi tija sa au fost perforate, astfel obţinându-se comunicaţia dintre spaţiul de deasupra pistonului şi traductorul pentru măsurarea presiunii. Maşina de la Universitatea Victoria este reversibilă şi se pot face lucrări de laborator în regim de pompă de căldură şi de maşină frigorifică fără agenţi de lucru clorofluorocarbonaţi.

3.7. Perspectivele motoarelor Stirling

O privire de ansamblu asupra articolelor şi comunicărilor ştiinţifice despre motoarele Stirling apărute în publicaţiile tehnico-ştiinţifice şi în volumele publicate cu ocazia conferinţelor şi congreselor naţionale şi internaţionale, toate aceste materiale disponibile in extenso sau în rezumat în biblioteci sau pe Internet, arată că la sfârşitul secolului trecut şi la începutul secolului nostru s-a manifestat şi se manifestă un interes susţinut şi în creştere pentru dezvoltarea motoarelor Stirling cunoscute şi pentru crearea de noi motoare cu ardere externă de tip Stirling, interes viu în întreaga lume.

Cercetările se desfăşoară atât în ţările cu tradiţie în construirea şi folosirea motoarelor Stirling, cum ar fi Statele Unite ale Americii, Japonia, Marea Britanie, Olanda, Suedia şi Germania, cât şi în ţări în care interesul pentru introducerea instalaţiilor energetice cu motoare Stirling este de dată mai recentă, ţări între care se numără Danemarca, Norvegia, Austria, Elveţia, Italia, Croaţia, Australia, Noua Zeelandă, Franţa, Rusia, Kazahstan, România, enumerarea nefiind, desigur, completă. La cercetările pentru dezvoltarea şi perfecţionarea motoarelor Stirling participă universităţi prestigioase, nu puţini amatori şi inventatori individuali bazaţi mai mult pe entuziasm, dar şi organizaţii şi firme particulare care deseori beneficiază de susţinere guvernamentală (în Statele Unite de pildă, Department of Energy (DOE) finanţează programe privind instalaţii energetice ecologice cu motoare Stirling).

Între universităţile care au facultăţi sau departamente preocupate de studiul motoarelor Stirling se numără cele din Calgary (Canada), din Saitama

(Japonia), universități din statele americane Idaho, Ohio, Washington, Massachussets (M.I.T.), Colegiul Regal de Inginerie Navală (Royal Naval Engineering College) din Marea Britanie şi Universitatea din Bath din aceeaşi ţară, universitatea din Nancy (Franța) şi Universitatea „Politehnica“ Bucureşti. Dintre organizațiile şi firmele care dezvoltă şi în prezent programe în domeniul motoarelor Stirling se amintesc cele din Statele Unite: NASA - Glenn Research Center din Louis Field, Stirling Technology Inc. şi Sunpower Inc. din Ohio, Oak Ridge Labs din Tenesse, precum şi firma Sigma Electroteknisk A.S. din Norvegia.

Cercetările teoretice şi experimentale care se desfăşoară în prezent şi care vor continua încă mulți ani de acum înainte urmăresc să dezvolte instalații energetice cu motoare Stirling specializate pentru utilizări bine individualizate, între care se disting următoarele:

- instalații staționare pentru generarea energiei electrice bazate pe motoare Stirling care folosesc ca sursă caldă:
  - energia solară,
  - combustibili neconvenționali (deşeuri agricole, forestiere, menajere etc.),
  - gaze provenite din gazeificarea reziduurilor organice,
  - cărbuni şi chiar combustibili lichizi sau gaze naturale,
- instalații pentru microcogenerarea energiei electrice şi termice pentru utilizări în gospodăriile populației,
- grupuri energetice navale cu motoare Stirling şi pentru nave de suprafață, dar mai ales pentru submarine,
- instalații energetice pentru utilizări în spațiul cosmic, pe sateliți, nave cosmice sau alte corpuri cereşti, instalații echipate cu motoare Stirling care folosesc ca sursă caldă:
  - captatoare solare performante,
  - surse termice cu izotopi radioactivi [57],
- maşini Stirling duplex cu pistoane libere [8], în care motorul Stirling încălzit electric sau cu gaze naturale antrenează maşina Stirling frigorifică cu care face corp comun; folosite ca pompe de căldură, ca maşini frigorifice sau criogenice, dar mai ales la frigiderele casnice nepoluante (ca înlocuitoare ale frigiderelor ce lucrează cu freoni în ciclu Rankine inversat),
- motorul Stirling pentru autovehicule,
- motoarele Stirling cu pistoane lichide, folosite ca grupuri de pompare a apei pentru irigații.

Totodată, continuă cercetările teoretice şi experimentale pentru mai buna cunoaştere a motoarelor Stirling, cercetări îndreptate cu precădere spre următoarele direcții:

- optimizarea energetică a motorului Stirling,
- perfecționarea modelelor funcționale şi a metodelor de calcul a proceselor din motoarele Stirling prin utilizarea metodelor termodinamice clasice şi prin introducerea calculului cu elemente finite [36],
- perfecționarea metodelor de proiectare a motoarelor Stirling,
- aprofundarea cunoaşterii transferului de căldură din camerele şi din schimbătoarele de căldură ale motoarelor Stirling,
- dezvoltarea camerelor de ardere ale motorului Stirling, inclusiv pentru arderea deşeurilor combustibile în pat fluidizat,

- crearea de noi motoare Stirling cu scheme sau utilizări neconvenționale, cum ar fi motorul Stirling cu diafragmă [54], motorul Stirling cu pistoane lichide pentru pomparea lichidelor [54], maşinile Stirling criogenice care folosesc drept sursă caldă atmosfera iar ca sursă rece un sistem criogenic, motoarele Stirling solare pentru avioane ce zboară la înălțimi foarte mari, motoarele Stirling cu pistoane fixe şi cilindri mobili etc.,
- crearea de noi scheme de mecanisme motoare pentru motoare Stirling, mecanisme care să pună mai bine în valoare posibilitățile ciclului termodinamic Stirling sau pentru realizarea unor motoare Stirling cu cilindree variabilă [23],
- perfecționarea sistemelor de reglare a puterii motoarelor Stirling,
- realizarea de micromotoare Stirling didactice, demonstrative şi pentru amatori şi colecționari.

În continuare sunt prezentate două din domeniile în care se aşteaptă ca în viitorul apropiat să apară noi şi importante perfecționări care să ducă la utilizarea pe scară largă a acestor produse tehnice.

Primul exemplu este al motoarelor Stirling cu mecanism pentru transformarea mişcării de translație a pistoanelor în mişcare de rotație a unui arbore, motoare utilizate în instalații de cogenerare a energiei electrice şi a energiei termice. Astfel de instalații, cu puteri electrice în jur de 3 kW şi cu puteri termice de 8 ... 10 kW, sunt destinate atât echipării gospodăriilor individuale din zone izolate cât şi pentru folosire în locuințe individuale din zone urbane, situație în care înlocuiesc microcentralele pentru încălzire şi producere de apă caldă.

În fig. 3.1 este prezentată o soluție de principiu a unei instalații de cogenerare a energiei electrice şi termice, echipată cu un motor Stirling cu ieşirea puterii produse printr-un arbore. Părțile principale ale instalației sunt motorul Stirling 11 (de cele mai multe ori realizat după o schemă funcțională echivalentă unui monocilindru de la motoarele cu ardere internă), camera de ardere 10, schimbătorul de căldură 9 (în care gazele de ardere evacuate încălzesc agentul ce preia energia termică) şi generatorul electric de curent alternativ 14, cu instalațiile aferente pentru transformarea şi stocarea energiei electrice. Când camera de ardere este alimentată cu resturi vegetale sau rumeguş de lemn în instalație trebuie introdus şi un aparat 6 pentru uscarea combustibilului, aparat încălzit cu gazele de ardere ieşite din schimbătorul de căldură. Circulația apei prin schimbătorul de căldură 9 este întreținută cu o pompă acționată electric. Dacă motorul Stirling este echipat cu un regulator de turație de bună calitate, atunci generatorul electric 14 va lucra cu o frecvență constantă, alimentând direct consumatorii 15.

Dacă această condiție nu este îndeplinită sau atunci când se produce mai multă energie electrică decât se consumă, prin redresorul 16 este încărcată bateria de acumulatoare 2. Din bateria de acumulatoare se alimentează utilizatorii proprii de curent continuu (motorul pompei de circulație 13 şi motorul suflantei 3 care introduce aerul în camera de ardere). De asemenea, din bateria de acumulatoare se alimentează alți utilizatori 1 de curent continuu (externi) şi inversorul 18. Prin inversor sunt alimentați utilizatorii de curent alternativ 17, inclusiv atunci când motorul este oprit.

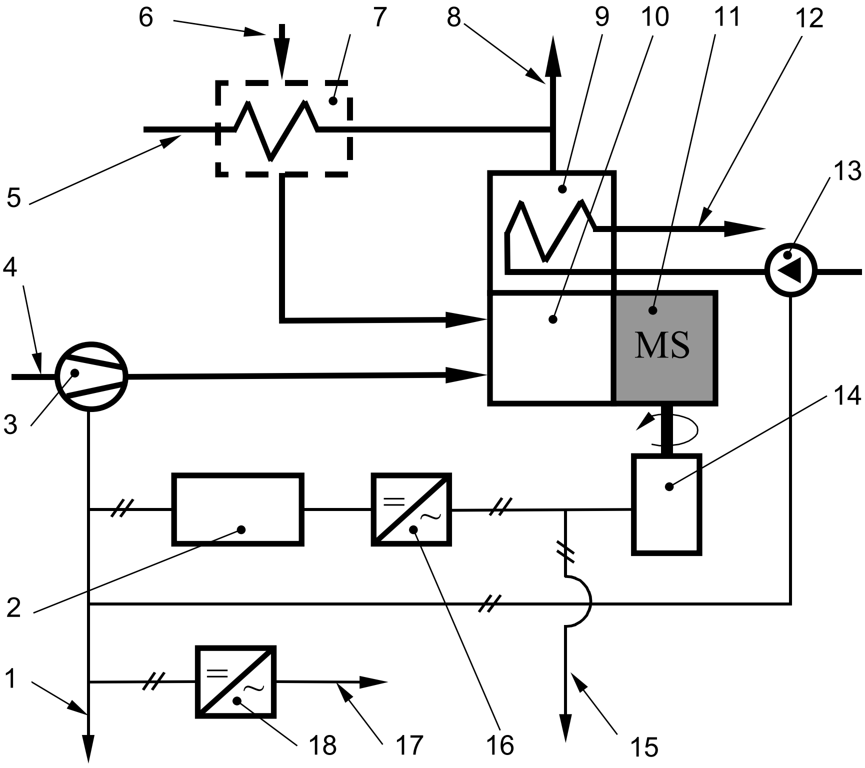


Fig. 3.1. O instalație de microcogenerare a energiei electrice şi termice cu motor Stirling:
1 - utilizatori de curent continuu; 2 - baterie de acumulatoare; 3 - suflantă; 4 - aspirația aerului; 5 şi 8 - evacuarea gazelor de ardere; 6 - alimentare cu combustibil; 7 - uscător; 9 - schimbător de căldură; 10 - cameră de ardere; 11 - motor Stirling; 12 - utilizator de energie termică; 13 - pompă de circulație; 14 - generator electric de curent alternativ; 15 - utilizatori direcți de curent alternativ; 16 - redresor; 17 - utilizatori de curent alternativ; 18 - inversor

O instalație de cogenerare a energiei electrice şi termice cu motor Stirling este o soluție de perspectivă, capabilă să înlocuiască în locuințe - simultan - sistemul de alimentare cu energie electrică de la rețea şi sistemul de încălzire a locuinței şi de producere a apei calde de tip centralizat sau sistemul de producere a energiei termice cu microcentrale de apartament. Instalația de cogenerare cu motor Stirling utilizează în mod superior căldura produsă prin arderea combustibilului. În timpul sezonului rece instalația funcționează intermitent, de regulă între orele 6 - 10 şi 16 - 24, când acoperă vârful de sarcină termică şi electrică al locuinței (fig. 3.2). Dacă se produce energie electrică în exces față de consumul locuinței, atunci aceasta poate fi livrată în sistemul energetic local, dar, pentru aceasta, este necesar să se introducă reglementări corespunzătoare în legislația energetică. În sezonul cald, când nu este nevoie de energie termică pentru încălzirea locuinței, instalația de cogenerare poate funcționa producând energie electrică şi apă menajeră sau poate fi oprită. În cazul opririi instalației

energia necesară locuinței trebuie asigurată din rețelele locale. Pentru introducerea pe scară largă a instalațiilor de cogenerare a energiei electrice şi termice cu motoare Stirling, alături de dezvoltarea motoarelor Stirling propriu-zise, trebuie perfecționate şi instalațiile electrice de forță, de comandă şi de automatizare care însoțesc motorul. Totodată sunt necesare studii privind tipo-dimensiunile instalațiilor de cogenerare cu motoare Stirling necesare pentru acoperirea cerințelor diferitelor categorii de utilizatori potențiali. De asemenea sunt necesare studii pentru dezvoltarea sistemelor de reglare, inclusiv sub sarcină, a puterii electrice şi termice produse. Aici îşi poate găsi loc şi sistemul de reglare a puterii motorului Stirling prin variația volumului spațiului de lucru (prezentat în subcapitolul 6.3.2.5) [18], [23].

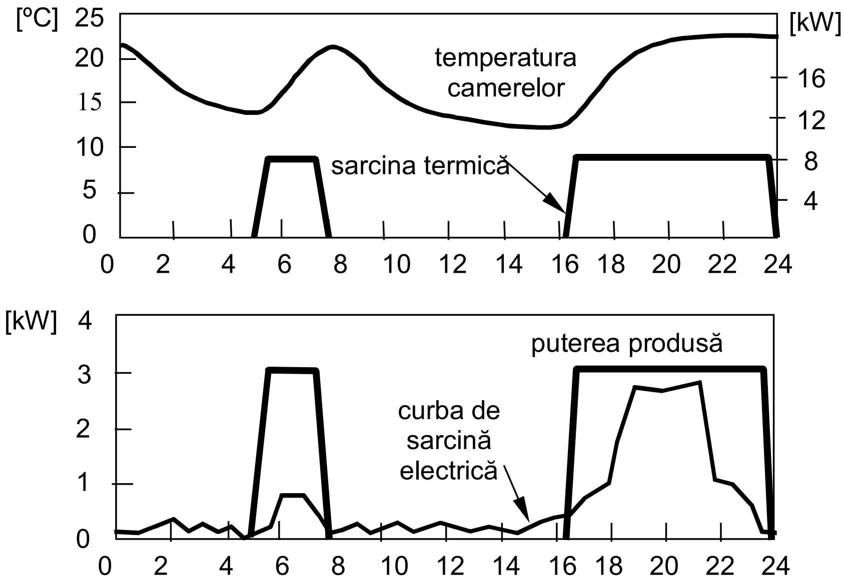


Fig. 3.2. Variația diurnă a sarcinii termice şi electrice a unei locuințe şi acțiunea instalației de cogenerare

Instalații de microcogenerare cu motoare Stirling se găsesc deja pe piață, producătorii garantând o durată de funcționare de peste 50000 de ore.

Al doilea exemplu de domeniu în care se aşteaptă în viitor utilizarea pe scară largă a motoarelor Stirling este cel al maşinilor duplex. Acestea sunt asocieri între un motor Stirling cu pistoane libere şi o maşină frigorifică Stirling, de asemenea cu pistoane libere. O astfel de maşină duplex este prezentată în subcapitolul 6.3.

Maşina Stirling duplex poate fi instalată pe orice ladă frigorifică, în exteriorul ei, cu schimbătorul de căldură în care se produce frigul introdus în spațiul răcit şi cu schimbătoarele de căldură care evacuează căldura din maşină plasate pe suprafața exterioară a lăzii.

4. ANALIZA CICLULUI TERMODINAMIC STIRLING

4.1. Ciclul termodinamic generalizat cu recuperare de căldură al motoarelor termice cu gaze

În anul 1955 Emil Gaiginschi a introdus şi analizat un ciclu termodinamic general al motoarelor cu ardere internă [15]. Ciclul Gaiginschi se referă la un motor cu ardere internă perfect, care primeşte căldură de la o sursă caldă în toate cele trei moduri posibile (adică într-o transformare izocorică, într-o transformare izobarică şi într-o transformare izotermică) şi care cedează căldură sursei reci, de asemenea prin toate cele trei moduri posibile (fig. 4.1).

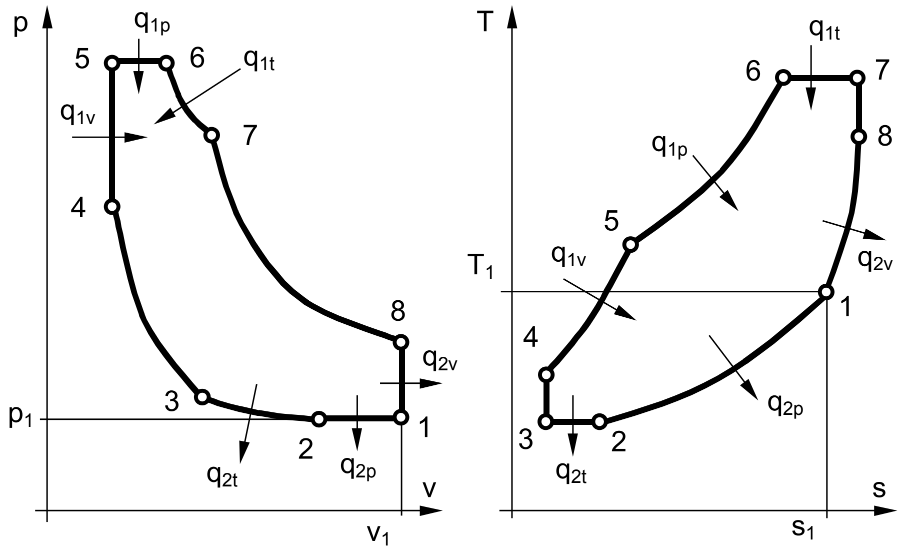


Fig. 4.1. Ciclul termodinamic general al motoarelor cu ardere internă

Cele două lanţuri de câte trei transformări termodinamice de stare prin care se introduce căldura în ciclu şi prin care se extrage căldura din ciclu sunt legate între ele prin două transformări adiabatice (de comprimare şi de destindere).

În ciclul general al motoarelor cu ardere internă atât procesele de introducere a căldurii cât şi cele de cedare a căldurii se desfăşoară în ordine calitativă crescătoare. Pentru procesele de încălzire ordinea transformărilor a fost aleasă după mărimea lucrului mecanic produs din călduri primite egale, transformării care face conversia mai bine rezervându-i-se o temperatură mai ridicată. În procesele de răcire ordinea transformărilor este dată de mărimea crescătoare a lucrului mecanic consumat. Transformările care consumă mai puţin lucru mecanic se desfăşoară la temperaturi mai înalte, când volumul masic al agentului este mai mare.

Ciclul termodinamic general introdus de profesorul Emil Gaiginschi se referă strict la motoarele cu ardere internă.

Generalizarea acestui ciclu, propusă în articolul „Generalized Thermodynamic Heat Regenerating Cycle for Gas Thermal Engines“ publicat de C.A. Homutescu, V.M. Homutescu şi A. Homutescu în Buletinul I.P.I., fascicula 1-2, Secția Construcția de Maşini, p. 103...108, în anul 2001, conduce la un ciclu universal al tuturor motoarelor cu gaze, indiferent dacă sunt cu piston sau cu palete. Generalizarea se obține prin considerarea recuperării căldurii cedate din ciclu (fig. 4.2). Având în vedere mărimile temperaturilor din vârfurile ciclului, se observă că este posibilă numai o recuperare parțială a căldurii cedate în procesul izocoric şi în cel izobaric. Recuperarea căldurii cedate în procesul de comprimare izotermică nu este posibilă, deoarece acesta se desfăşoară la temperatura minimă a ciclului.

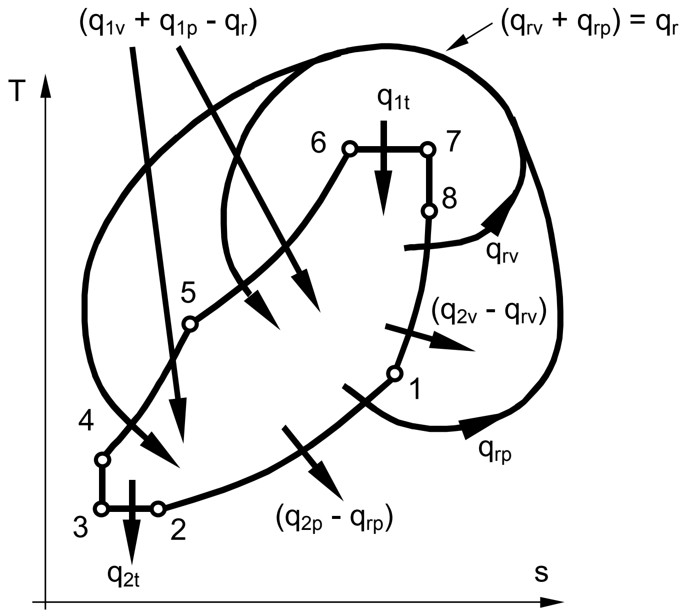


Fig. 4.2. Recuperarea căldurii în ciclul termodinamic generalizat al motoarelor termice cu gaze

4.2. Analiza termodinamică a ciclului generalizat al motoarelor termice cu gaze

Pentru analiza ciclului termodinamic generalizat prin introducerea recuperării căldurii se consideră că în ciclu evoluează un gaz perfect. Se folosesc rapoartele volumelor masice ale agentului în vârfurile ciclului:

$$\varepsilon_p = \frac{v_1}{v_2}, \quad \varepsilon_t = \frac{v_2}{v_3} \quad \text{şi} \quad \varepsilon_a = \frac{v_3}{v_4}, \tag{4.1}$$

care reprezintă rapoartele volumetrice de comprimare parțiale pentru transformările izobarică, izotermică şi adiabatică şi

$$\delta_p = \frac{v_6}{v_5}, \quad \delta_t = \frac{v_7}{v_6} \quad \text{şi} \quad \delta_a = \frac{v_8}{v_7}, \tag{4.2}$$

care reprezintă rapoartele volumetrice de destindere parțiale.

Totodată se introduce raportul

$$\lambda = \frac{p_5}{p_4} = \frac{T_5}{T_4}, \tag{4.3}$$

care reprezintă creşterea izocorică a presiunii şi a temperaturii. În relațiile precedente indicii reprezintă vârfurile ciclului.

Cu ecuațiile cunoscute ale transformărilor de stare simple ale gazului perfect se determină expresiile temperaturii în vârfurile ciclului în funcție de temperatura inițială T_1 şi de rapoartele adimensionale introduse. Expresiile temperaturilor sunt prezentate în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1.

Expresiile temperaturii în vârfurile ciclului

Vârful	1	2, 3	4	5	6, 7	8
Tempe-ratura	T_1	$\frac{T_1}{\varepsilon_p}$	$\frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p} T_1$	$\lambda \frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p} T_1$	$\delta_p \lambda \frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p} T_1$	$\frac{\delta_p}{\delta_a^{k-1}} \lambda \frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p} T_1$

Folosind relațiile cunoscute din studiul transformărilor simple ale gazului perfect se determină căldura masică schimbată şi lucrul mecanic masic schimbat în fiecare transformare, obținându-se expresiile din tabelul 4.2. La notarea acestor mărimi (q şi l) indicele 1 se referă la transformările cu aport de căldură şi la cele cu producere de lucru mecanic (transformările izocorică 4-5, izobarică 5-6, izotermică 6-7 şi adiabatică 7-8) iar indicele 2 la transformările cu cedare de căldură şi la cele cu consum de lucru mecanic.

Pentru a exprima fracțiunile recuperate din căldura cedată de agent în transformările de răcire izocorică şi izobarică se introduc randamentele celor două procese de recuperare a căldurii:

$$\eta_{rv} = \frac{q_{rv}}{|q_{2v}|} \quad \text{şi} \quad \eta_{rp} = \frac{q_{rp}}{|q_{2p}|}, \tag{4.4}$$

în care q_{rv} şi q_{rp} sunt căldurile masice recuperate în procesul izocoric respectiv izobaric.

Căldura masică q_r recuperată în ciclul generalizat se exprimă mai convenabil prin randamentul global al procesului de recuperare, definit astfel:

$$\eta_r = \frac{q_r}{|q_{2v} + q_{2p}|} = \frac{\eta_{rv}|q_{2v}| + \eta_{rp}|q_{2p}|}{|q_{2v} + q_{2p}|} = \frac{\eta_{rv} + \nu\eta_{rp}}{1+\nu}, \tag{4.5}$$

în care

$$\nu = \frac{q_{2p}}{q_{2v}} \tag{4.6}$$

este raportul căldurilor evacuate din ciclu în procesele la presiune constantă şi la volum constant.

Căldura masică recuperată are expresia generală

$$q_r = \eta_r\left(|q_{2v}| + |q_{2p}|\right) = \eta_r \frac{RT_1}{k-1}\left[\left(\lambda\delta_p \frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p}\frac{1}{\delta_a^{k-1}} - 1\right) + k\frac{\varepsilon_p - 1}{\varepsilon_p}\right]. \tag{4.7}$$

Randamentul termic al ciclului termodinamic generalizat cu recuperarea căldurii al motoarelor termice cu gaze se exprimă prin relația:

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{|q_{2v}| + |q_{2t}| + |q_{2p}| - q_r}{q_{1v} + q_{1t} + q_{1p} - q_r}. \qquad (4.8)$$

Tabelul 4.2.

Expresiile căldurii masice şi a lucrului mecanic masic schimbat

Transformarea	Căldura masică	Lucrul mecanic masic
izobarică 1 - 2	$q_{2p} = -\frac{kRT_1}{k-1}\frac{\varepsilon_p - 1}{\varepsilon_p}$	$l_{2p} = -RT_1\frac{\varepsilon_p - 1}{\varepsilon_p}$
izotermică 2 - 3	$q_{2t} = -RT_1\frac{1}{\varepsilon_p}\ln(\varepsilon_t)$	$l_{2t} = -RT_1\frac{1}{\varepsilon_p}\ln(\varepsilon_t)$
adiabatică 3 - 4	-	$l_{2a} = -\frac{RT_1}{k-1}\frac{1}{\varepsilon_p}\left(\varepsilon_a^{k-1} - 1\right)$
izocorică 4 - 5	$q_{1v} = \frac{RT_1}{k-1}\frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p}(\lambda - 1)$	-
izobarică 5 - 6	$q_{1p} = \frac{kRT_1}{k-1}\frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p}\lambda(\delta_p - 1)$	$l_{1p} = RT_1\lambda\frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p}(\delta_p - 1)$
izotermică 6 - 7	$q_{1t} = RT_1\lambda\delta_p\frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p}\ln(\delta_t)$	$l_{1t} = RT_1\lambda\delta_p\frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p}\ln(\delta_t)$
adiabatică 7 - 8	-	$l_{1a} = \frac{RT_1}{k-1}\lambda\delta_p\frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p}\frac{\delta_a^{k-1} - 1}{\delta_a^{k-1}}$
izocorică 8 - 1	$q_{2v} = -\frac{RT_1}{k-1}\left(\lambda\delta_p\frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p}\frac{1}{\delta_a^{k-1}} - 1\right)$	-

Pentru comoditatea scrierii randamentul se exprimă sub forma

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{A}{B}, \qquad (4.9)$$

în care

$$A = \frac{RT_1}{k-1}\frac{1}{\varepsilon_p}\left\{(1-\eta_r)\left[\left(\lambda\frac{\delta_p\varepsilon_a^{k-1}}{\delta_a^{k-1}} - \varepsilon_p\right) + k(\varepsilon_p - 1)\right] + (k-1)\delta_p\ln(\varepsilon_t)\right\}; \qquad (4.10)$$

$$B = \frac{RT_1}{k-1}\frac{\varepsilon_a^{k-1}}{\varepsilon_p}\Bigg\{(\lambda - 1) + k\lambda(\delta_p - 1) + (k-1)\lambda\delta_p\ln(\delta_t) -$$

$$-\eta_r\left[\left(\frac{\lambda\delta_p}{\delta_a^{k-1}} - \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_a^{k-1}}\right) + k\frac{\varepsilon_p - 1}{\varepsilon_a^{k-1}}\right]\Bigg\}. \qquad (4.11)$$

Lucrul mecanic masic produs în ciclul termodinamic generalizat cu sau fără recuperare are expresia:

$$l = l_{1p} + l_{1t} + l_{1a} + l_{2p} + l_{2t} + l_{2a} =$$

$$= \frac{R\,T_1}{k-1}\frac{1}{\varepsilon_p}\left\{\lambda\,\varepsilon_a^{k-1}\left[(k-1)(\delta_p - 1) + (k-1)\,\delta_p\ln(\delta_t) + \delta_p\frac{\delta_a^{k-1}-1}{\delta_a^{k-1}}\right] - \right.$$

$$\left. - \left[(k-1)(\varepsilon_p - 1) + (k-1)\ln(\varepsilon_t) + \left(\varepsilon_a^{k-1} - 1\right)\right]\right\}. \quad (4.12)$$

Pentru stabilirea expresiei presiunii medii indicate se exprimă mai întâi cilindreea motorului raportată la masa de agent:

$$v_1 - v_4 = v_1\frac{\varepsilon_p\,\varepsilon_t\,\varepsilon_a - 1}{\varepsilon_p\,\varepsilon_t\,\varepsilon_a} = \frac{R\,T_1}{p_1}\frac{\varepsilon_p\,\varepsilon_t\,\varepsilon_a - 1}{\varepsilon_p\,\varepsilon_t\,\varepsilon_a}. \quad (4.13)$$

Presiunea medie indicată a ciclului are expresia:

$$p_{mi} = \frac{l}{v_1 - v_4} =$$

$$= \frac{p_1}{k-1}\frac{\varepsilon_t\,\varepsilon_a}{\varepsilon_p\,\varepsilon_t\,\varepsilon_a - 1}\left\{\lambda\,\varepsilon_a^{k-1}\left[(k-1)(\delta_p - 1) + (k-1)\,\delta_p\ln(\delta_t) + \delta_p\frac{\delta_a^{k-1}-1}{\delta_a^{k-1}}\right] - \right.$$

$$\left. - \left[(k-1)(\varepsilon_p - 1) + (k-1)\ln(\varepsilon_t) + \left(\varepsilon_a^{k-1} - 1\right)\right]\right\}. \quad (4.14)$$

Trecerea de la ciclul termodinamic generalizat cu recuperarea căldurii al motoarelor termice cu gaze şi de la relaţiile analitice ale randamentului termic, lucrului mecanic produs şi presiunii medii indicate a ciclului la cicluri particulare şi la relaţiile corespunzătoare se face prin egalarea cu 1 a raportului de creştere izocorică a presiunii atunci când transformarea lipseşte şi, totodată, prin egalarea cu 1 a rapoartelor volumetrice parţiale corespunzătoare transformărilor care lipsesc din ciclu.

Prin particularizarea ciclului generalizat cu recuperarea căldurii al motoarelor termice cu gaze se obţin următoarele cicluri:

- ciclul regenerativ Stirling (cu două transformări izotermice şi două transformări izocorice);
- ciclul regenerativ Ericsson (cu două transformări izotermice şi două transformări izobarice;
- ciclul regenerativ Brighton (cu două transformări adiabatice şi două transformări izobarice);
- ciclul regenerativ adiabatic Rallis [53] (cu două transformări adiabatice, două transformări izocorice şi două transformări izobarice);
- ciclul regenerativ izotermic Rallis [53] (cu două transformări izotermice, două transformări izocorice şi două transformări izobarice);
- ciclul general Gaiginschi (cu opt transformări fără recuperare de căldură);
- ciclul Diesel rapid (cu două transformări adiabatice, două transformări izocorice şi o transformare izobarică;
- ciclul Diesel lent (cu două transformări adiabatice, o transformare izocorică şi o transformare izobarică;

● ciclul Otto (cu două transformări adiabatice şi două transformări izocorice);

● ciclul Carnot.

4.3. Ciclul Stirling direct - caz particular al ciclului generalizat al motoarelor termice cu gaze

Ciclul termodinamic Stirling cu recuperarea căldurii (fig. 4.3) se caracterizează prin rapoartele $1 > \eta_r > 0$, $\varepsilon_p = 1$, $\varepsilon_t > 1$, $\varepsilon_a = 1$, $\lambda = 1$, $\delta_p = 1$, $\delta_t > 1$ şi $\delta_a = 1$. Introducând aceste valori în relaţiile (4.9), (4.10) şi (4.11), pentru randamentul ciclului Stirling cu recuperare de căldură se obţine expresia:

$$\eta_{tSr} = 1 - \frac{(1-\eta_r)(\lambda-1) + (k-1)\ln(\varepsilon_t)}{(\lambda-1) + (k-1)\lambda\ln(\delta_t) - \eta_r(\lambda-1)}. \tag{4.15}$$

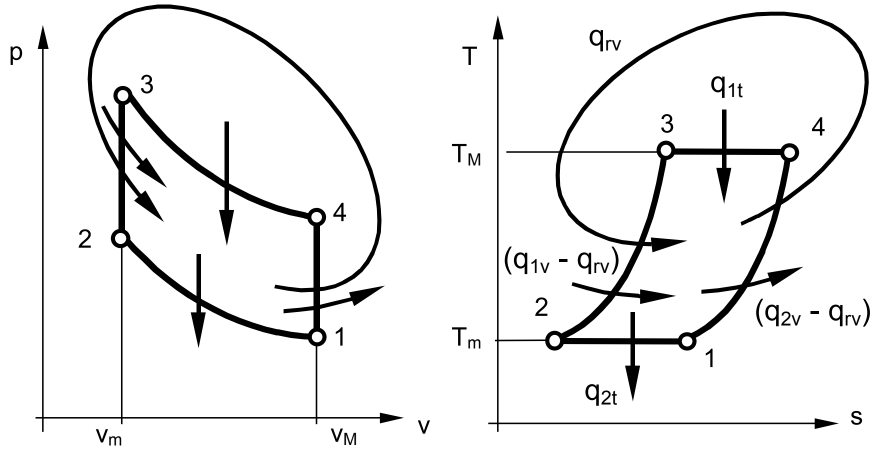


Fig. 4.3. Ciclul Stirling direct cu recuperarea căldurii

Observând pe fig. 4.3 că

$$\varepsilon_t = \delta_t = \varepsilon = \frac{v_M}{v_m} \quad \text{şi} \quad \lambda = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_M}{T_m} = \tau$$

şi înlocuind în relaţia (4.15) notaţia λ (specifică prin tradiţie rapoartelor de presiuni) prin notaţia τ (potrivită pentru raportul temperaturilor) randamentul ciclului Stirling cu recuperarea căldurii ia forma finală:

$$\eta_{tSr} = 1 - \frac{\tau(1-\eta_r) - [(1-\eta_r) - (k-1)\ln(\varepsilon)]}{\tau[(1-\eta_r) + (k-1)\ln(\varepsilon)] - (1-\eta_r)}. \tag{4.16}$$

În cazul recuperării totale a căldurii $\eta_r = 1$ iar randamentul ciclului Stirling are expresia

$$\eta_{tS,\,\eta_r=1} = 1 - \frac{1}{\tau} = 1 - \frac{T_m}{T_M}, \tag{4.17}$$

adică este egal cu randamentul ciclului Carnot.

Randamentul ciclului Stirling fără recuperare se obţine din relaţia (4.16) în care se introduce $\eta_r = 0$ şi are expresia

$$\eta_{tS} = 1 - \frac{\tau - 1 + (k-1)\ln(\varepsilon)}{\tau[1 + (k-1)\ln(\varepsilon)] - 1}. \qquad (4.18)$$

Expresia lucrului mecanic masic produs în ciclul Stirling, obținută prin particularizarea expresiei (4.12), are forma:

$$l = R\,T_1(\lambda - 1)\ln(\varepsilon_t) \qquad (4.19)$$

sau, după introducerea notației $\lambda = \tau$ şi $\varepsilon_t = \varepsilon$, are forma

$$l = R\,T_1(\tau - 1)\ln(\varepsilon). \qquad (4.20)$$

Prin particularizarea expresiei (4.13) a cilindreei raportată la masa de agent pentru cazul ciclului Stirling se obține

$$v_1 - v_2 = \frac{R\,T_1}{p_1}\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}. \qquad (4.21)$$

În final, prin particularizarea relației (4.14), pentru presiunea medie indicată a ciclului Stirling se obține

$$p_{miS} = p_1(\tau - 1)\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\ln(\varepsilon). \qquad (4.22)$$

4.4. Influența raportului volumetric de comprimare, a raportului de creştere a temperaturii şi a randamentului recuperării asupra performanțelor ciclului termodinamic Stirling direct cu recuperare de căldură

Expresia analitică a randamentului termic al ciclului Stirling cu recuperarea căldurii dedusă în subcapitolul 4.3

$$\eta_{tSr} = 1 - \frac{\tau(1-\eta_r) - [(1-\eta_r) - (k-1)\ln(\varepsilon)]}{\tau[(1-\eta_r) + (k-1)\ln(\varepsilon)] - (1-\eta_r)} =$$

$$= 1 - \frac{(\tau - 1)(1-\eta_r) + (k-1)\ln(\varepsilon)]}{(\tau - 1)(1-\eta_r) + \tau(k-1)\ln(\varepsilon)} \qquad (4.16)$$

arată că mărimea acestuia depinde de raportul volumelor extreme (care este o caracteristică constructivă a motoarelor care funcționează după ciclul termodinamic Stirling şi, în acelaşi timp, este o particularizare a raportului parțial de comprimare ε_v din ciclul generalizat)

$$\varepsilon = \varepsilon_v = \frac{V_M}{V_m}, \qquad (4.1^*)$$

de raportul temperaturilor extreme ale ciclului (care este o particularizare a raportului parțial de creştere a temperaturii la volum constant)

$$\tau = \tau_v = \frac{T_M}{T_m},$$

de randamentul procesului de regenerare a căldurii (exprimat prin relația 4.5) şi de natura agentului, exprimată prin exponentul adiabatic.

Pentru un agent de lucru dat randamentul termic poate fi scris ca o funcție de trei variabile:

$$\eta_{tSr} = f(\varepsilon, \tau, \eta_r). \qquad (4.23)$$

Dacă una din variabile este luată ca parametru, funcția (2.23) poate fi

reprezentată grafic în coordonate tridimensionale. Se obțin trei tipuri de reprezentări:

$$\eta_{tSr} = f(\varepsilon, \tau) \text{ pentru } \eta_r = \text{const.,} \tag{4.24}$$

$$\eta_{tSr} = f(\tau, \eta_r) \text{ pentru } \varepsilon = \text{const.,} \tag{4.25}$$

$$\eta_{tSr} = f(\varepsilon, \eta_r) \text{ pentru } \tau = \text{const.} \tag{4.26}$$

Randamentul termic al ciclului Stirling cu recuperarea căldurii a fost reprezentat grafic pentru k = 1,41 (agent de lucru gaz biatomic, în particular aer sau hidrogen) pentru următoarele intervale de variație:

ε = [1, 5],
τ = [1, 4] şi
η_r = [0, 1].

Intervalele alese acoperă valorile cunoscute pentru motoarele Stirling actuale, limitele superioare depăşindu-le.

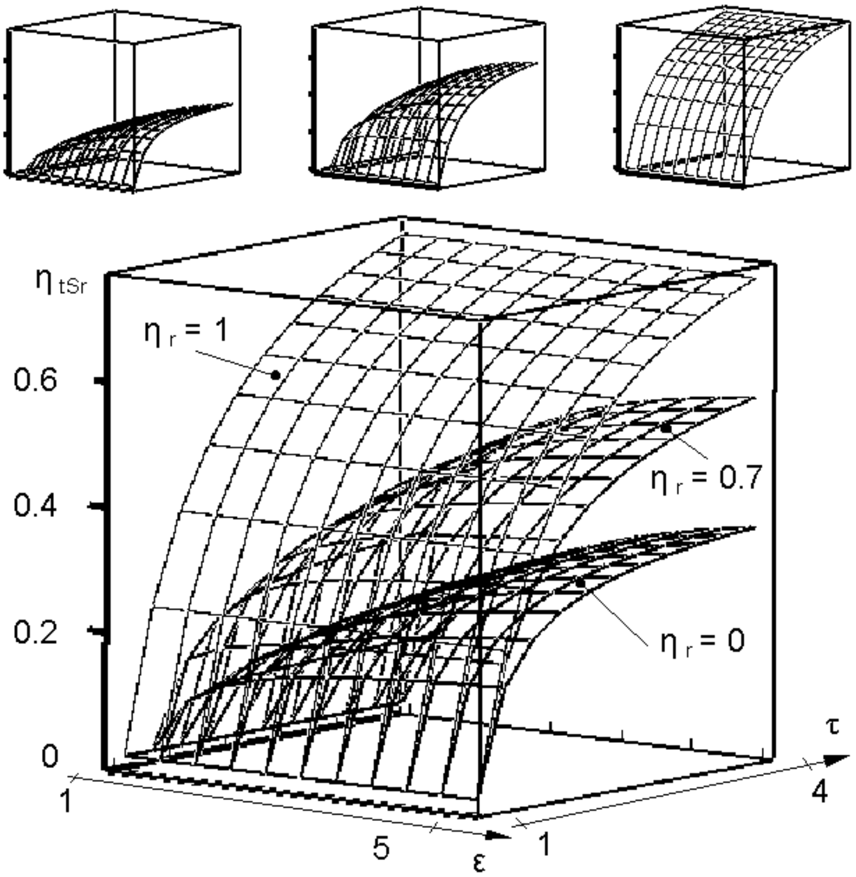


Fig. 4.4. Reprezentarea grafică a funcției $\eta_{tSr} = f(\varepsilon, \tau)$ pentru η_r = const.

În fig. 4.4 sunt reprezentate valorile randamentului termic al ciclului Stirling cu recuperarea căldurii în funcție de ε şi de τ (funcția 4.24) pentru valorile extreme ale randamentului regenerării (absența regenerării, η_r = 0 şi regenerarea totală,

η_r = 1) şi pentru o valoare intermediară (η_r = 0,7) a randamentului regenerării. Cele trei suprafeţe sunt reprezentate separat - la o scară redusă - şi pe aceeaşi diagramă - la scară mai mare.

Analiza relaţiei (4.16) şi a reprezentării grafice din fig. 4.4 arată că suprafeţele care dau valorile randamentului termic al ciclului Stirling cu recuperarea căldurii sunt de două tipuri, un tip pentru toate ciclurile cu $\eta_r < 1$ şi al doilea tip pentru cazul ciclurilor cu $\eta_r = 1$.

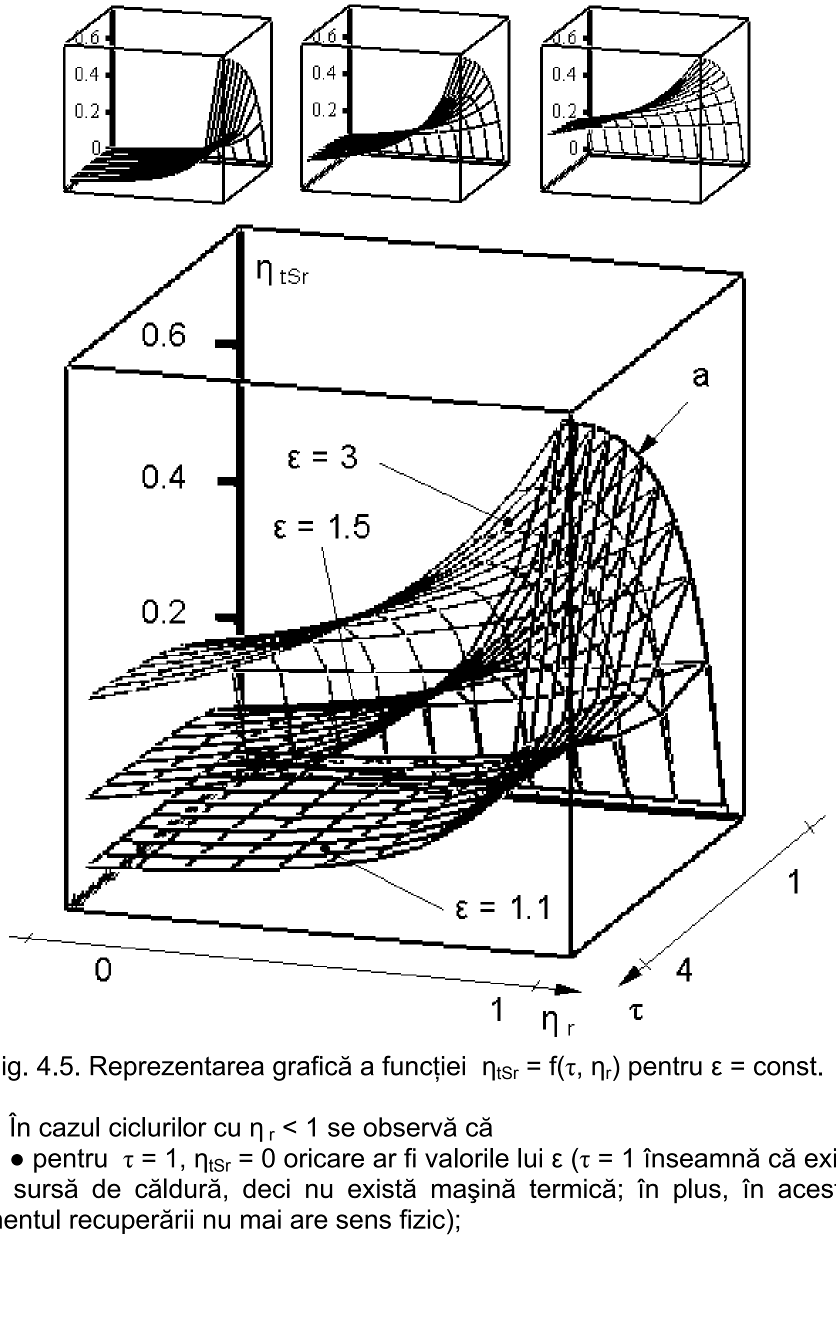


Fig. 4.5. Reprezentarea grafică a funcţiei $\eta_{tSr} = f(\tau, \eta_r)$ pentru ε = const.

În cazul ciclurilor cu $\eta_r < 1$ se observă că

● pentru $\tau = 1$, $\eta_{tSr} = 0$ oricare ar fi valorile lui ε ($\tau = 1$ înseamnă că există o singură sursă de căldură, deci nu există maşină termică; în plus, în acest caz randamentul recuperării nu mai are sens fizic);

● pentru $\varepsilon = 1$ şi $\eta_r < 1$, $\eta_{tSr} = 0$ oricare ar fi valorile lui τ (sunt posibile numai transformări izocorice, deci nu se poate produce lucru mecanic în ciclu), ceea ce arată că suprafeţele caracterizate de randamentul recuperării constant pornesc atât de pe dreapta pe care $\tau = 1$ cât şi de pe dreapta pe care $\varepsilon = 1$.

Pentru ciclurile Stirling cu recuperarea totală a căldurii se obţine pentru randamentul termic expresia

$$\eta_{tS,\,\eta_r=1} = 1 - \frac{1}{\tau} = 1 - \frac{T_m}{T_M}\,. \tag{4.17}$$

Pentru recuperarea totală randamentul este egal cu randamentul ciclului Carnot iar suprafaţa corespunzătoare începe de pe dreapta pe care $\tau = 1$. În acest caz raportul ε al volumelor extreme nu influenţează deloc valorile randamentului.

În fig. 4.4 se observă creşterea randamentului termic odată cu creşterea valorilor parametrilor ε (mai puţin atunci când $\eta_r = 1$) şi τ şi o dată cu creşterea randamentului recuperării.

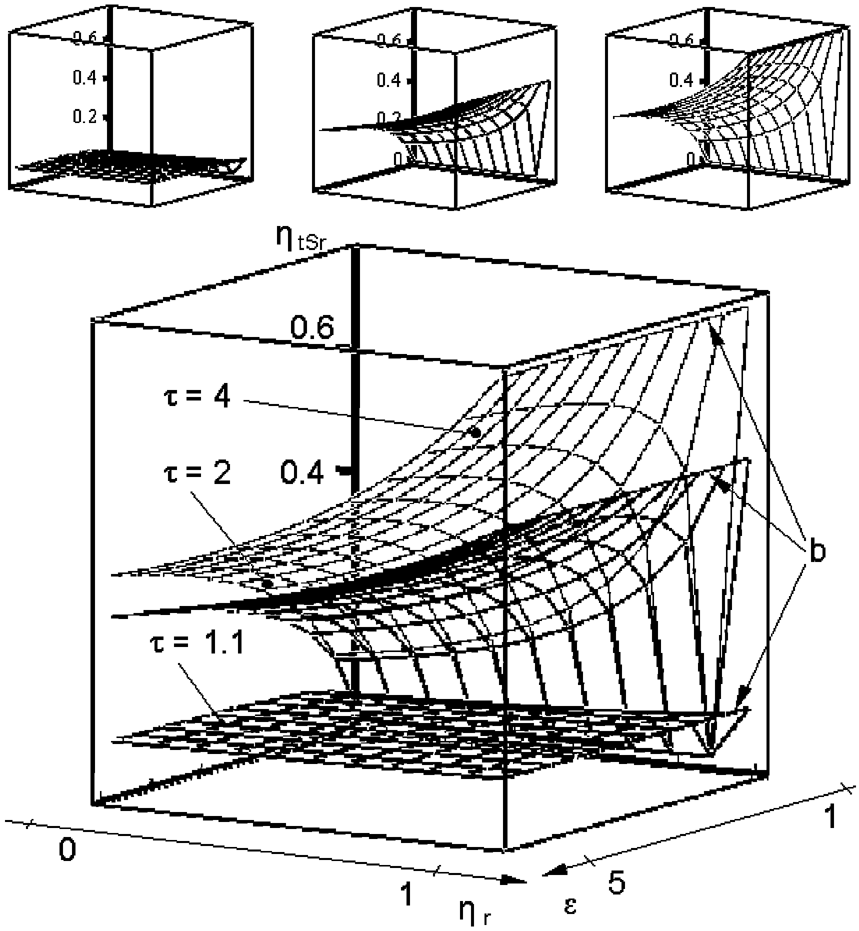


Fig. 4.6. Reprezentarea grafică a funcţiei $\eta_{tSr} = f(\varepsilon, \eta_r)$ pentru τ = const.

În fig. 4.5 este reprezentată grafic funcția (4.25) pentru trei valori ale parametrului ε (ε = 1,1, ε = 1,5 şi ε = 3). În această reprezentare cele trei suprafețe pornesc de pe dreapta pentru care τ = 1. În această figură se observă clar atât influența parametrului ε asupra randamentului termic al ciclului Stirling cu recuperare de căldură cât şi influența exercitată de valorile randamentului recuperării. De asemenea se observă că randamentul recuperării influențează mai puternic randamentul ciclului în cazul unor rapoarte de temperatură τ mai mari. În fig. 4.5 cele trei suprafețe desenate au în comun curba de ecuație

$$\eta_{tSr} = f(\tau, \eta_r = 1),$$

curbă marcată pe figură prin „a".

În fig. 4.6 este reprezentat randamentul termic al ciclului Stirling cu recuperarea căldurii, de această dată sub forma ecuației (4.26), parametru fiind raportul τ al temperaturilor extreme ale ciclului. Valorile alese pentru raportul temperaturilor sunt τ = 1,1 (foarte mică, valoare întâlnită la motoarele Stirling ce funcționează cu surse calde de temperatură scăzută), τ = 2 (valoare des întâlnită pe motoarele Stirling actuale) şi τ = 4 (valoare ce se situează la limita maximă a temperaturii sursei calde). În această reprezentare grafică toate suprafețele pornesc de pe dreapta ε = 1 (pe care randamentul termic este zero). În fig. 4.6 se observă clar cum randamentul recuperării are o influență mai puternică asupra randamentului termic al ciclului atunci când ε şi τ au, simultan, valorile cele mai mari posibile. De asemenea se observă că pentru recuperarea maximă a căldurii (η_r = 1) randamentul nu depinde de raportul volumelor (liniile drepte notate cu „b" în fig. 4.6).

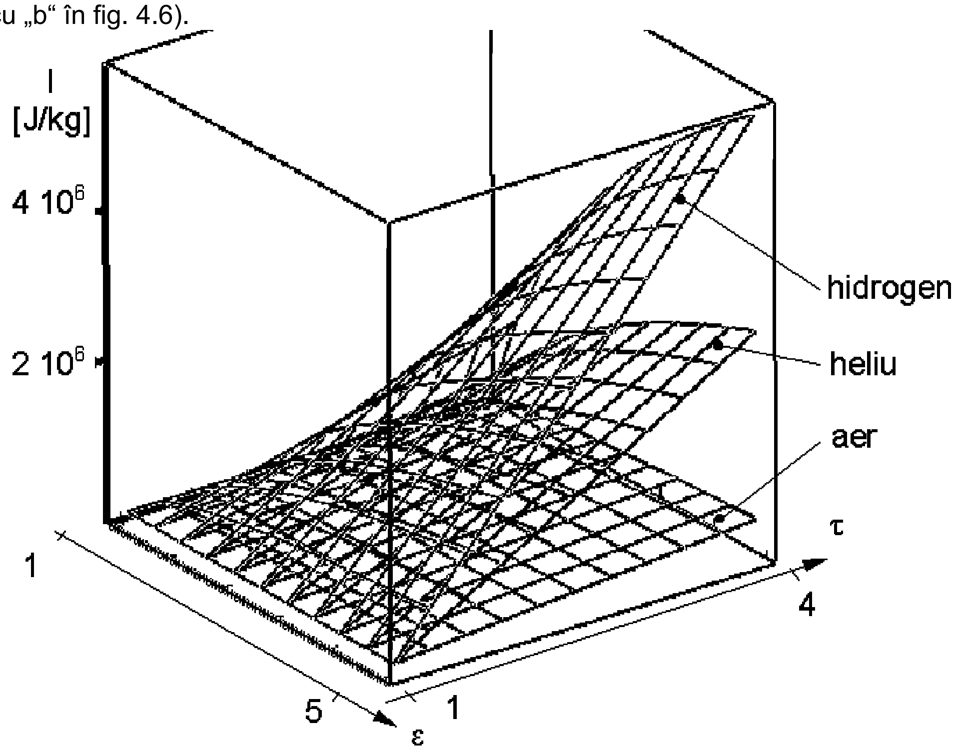


Fig. 4.7. Reprezentarea grafică a funcției l = f(ε , τ) pentru trei agenți de lucru

Diagramele tridimensionale dau o imagine completă asupra dependenței randamentului termic al ciclului Stirling cu recuperarea căldurii de mărimile caracteristice ale ciclului. Un inconvenient al acestor diagrame este imposibilitatea de a citi valorile numerice ale randamentului termic cu o precizie satisfăcătoare. Acest inconvenient se înlătură prin construirea unor diagrame plane.

Lucrul mecanic produs în ciclul termodinamic Stirling are expresia analitică stabilită în subcapitolul 4.3:

$$l = R\,T_1(\tau - 1)\ln(\varepsilon)\,. \tag{4.20}$$

Relația arată că lucrul mecanic masic depinde de natura agentului de lucru (prin constanta de gaz perfect R), de raportul temperaturilor τ şi de raportul volumelor extreme ε.

Relația (4.20) se poate reprezenta grafic tridimensional în coordonate l, ε, τ pentru diferiți agenți. Lucrul mecanic masic este reprezentat în fig. 4.7 pentru hidrogen, heliu şi aer. Reprezentarea arată foarte clar influența directă a naturii agentului de lucru asupra lucrului mecanic masic al ciclului Stirling: cu cât agentul are constanta de gaz perfect mai mare (adică gazul are masa volumică mai mică) cu atât lucrul mecanic produs este mai mare.

4.5. Comparație între ciclul Stirling direct şi alte cicluri termodinamice motoare simple cu transformări izotermice

Pentru încadrarea ciclului Stirling în ansamblul ciclurilor termodinamice cu recuperarea căldurii este util ca acesta să fie comparat cu celelalte cicluri care conțin transformări izotermice. Aceste cicluri (fig. 4.8) se caracterizează prin aceea că în compunerea lor există o transformare de destindere izotermică la temperatură ridicată (T_M) şi o transformare de comprimare izotermică la temperatură scăzută (T_m). După felul transformărilor termodinamice simple (ambele de aceeaşi natură) care leagă transformările izotermice se disting patru cicluri termodinamice simple:

- ciclul Carnot (două transformări adiabatice leagă transformările izotermice);
- ciclul Reitlinger [31] (două transformări politropice leagă transformările izotermice);
- ciclul Ericsson (două transformări izobarice leagă transformările izotermice);
- ciclul Stirling (două transformări izocorice leagă transformările izotermice).

Ciclurile Carnot, Ericsson şi Stirling pot fi privite ca fiind cazuri particulare ale ciclului Reitlinger.

Pentru comparație, ciclurile amintite sunt prezentate convențional, între aceleaşi temperaturi extreme (fig. 4.8). Ciclurile Reitlinger, Ericsson şi Stirling au desenate alături (spre dreapta) ciclurile Carnot echivalente ce se obțin în cazul recuperării integrale a căldurii evacuate în procesele de răcire neizotermice (transformările 4-1). Totodată, s-a pus condiția ca în toate ciclurile discutate variațiile de entropie în transformările izotermice să fie aceleaşi (în valori absolute). În condițiile expuse mai sus toate cele trei cicluri cu recuperarea integrală a căldurii evacuate neizotermic se comportă ca un ciclu Carnot ce se desfăşoară între aceleaşi temperaturi extreme. Toate aceste cicluri preiau de la sursa caldă cantități

egale de căldură ($Q_1 = T_M\ \Delta S$) şi cedează sursei reci cantităţi de căldură egale ($Q_2 = T_m\ \Delta S$), adică prelucrează cantităţi egale de căldură şi produc lucruri mecanice egale. Cele trei cicluri cu recuperarea integrală a căldurii au randamente termice egale cu randamentul ciclului Carnot.

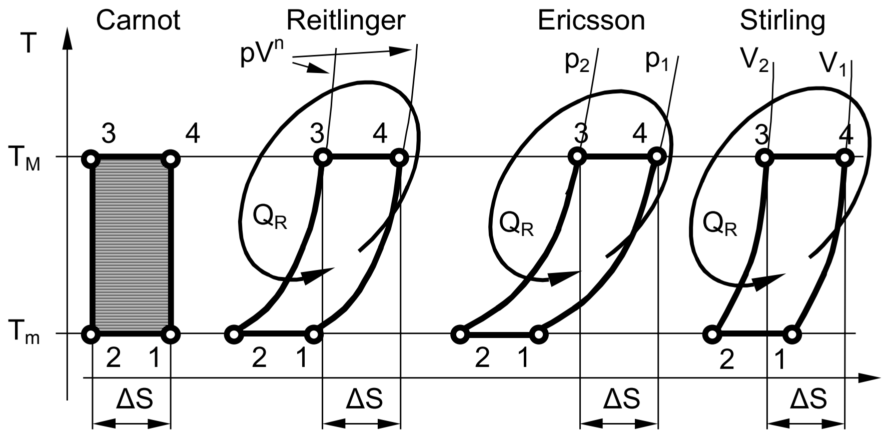


Fig. 4.8. Cicluri motoare simple cu transformări izotermice
şi cu recuperarea căldurii

Dintre cele trei cicluri analizate numai ciclul Stirling şi-a găsit realizarea practică pe motoarele cu piston actuale. Se menţionează că în secolul al XIX-lea s-au făcut încercări de construire de motoare cu piston cu ciclu Ericsson, dar acestea nu au avut rezultate notabile.

4.6. Analiza ciclului Stirling inversat

Ciclul Stirling inversat (frigorific) se deosebeşte de ciclul direct (motor) prin sensul de parcurgere, care acum este sensul trigonometric.

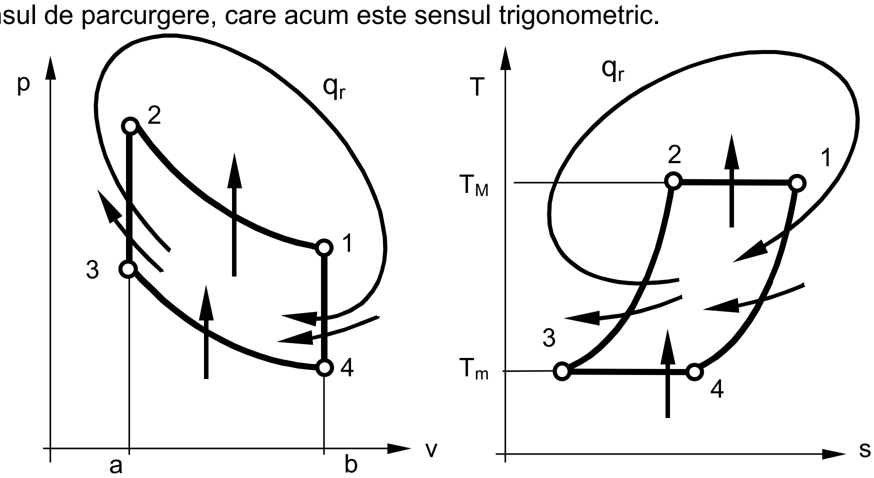


Fig. 4.9. Ciclul Stirling inversat cu recuperarea căldurii

Spre deosebire de ciclul motor, la care comprimarea se face la temperatura minimă din ciclu (temperatură apropiată de temperatura mediului), în ciclul frigorific comprimarea se realizează la temperatura maximă din ciclu (de asemenea, apropiată de temperatura mediului).

În ciclul frigorific destinderea agentului se realizează la temperatura minimă din ciclu şi reprezintă procesul în care agentul preia căldură de la mediul răcit (sursa rece).

Din ciclul frigorific Stirling fac parte şi două transformări izocorice, ce se desfăşoară la volumul maxim şi la volumul minim din ciclu. În transformarea izocorică la volum maxim agentul de lucru primeşte căldură din mediul exterior, pentru a-şi mări temperatura de la temperatura minimă T_m până la temperatura maximă T_M din ciclu, temperatură la care, în procesul de comprimare izotermică, agentul cedează căldură mediului. În transformarea izocorică la volum minim agentul cedează căldură unei surse exterioare, micşorându-şi temperatura de la valoarea maximă până la cea minimă.

În fig. 4.9 se observă că lucrul mecanic de comprimare (proporțional cu aria ab12a) este mai mare decât lucrul mecanic de destindere (proporțional cu aria ab43a). Ca urmare, pentru realizarea ciclului este necesat să se introducă din exterior diferența dintre lucrul mecanic de comprimare şi cel de destindere (proporțională cu aria 12341 a ciclului).

Un ciclu inversat este caracterizat de eficiența frigorifică, definită ca raport între efectul util produs (căldura schimbată cu sursa rece) şi resursa consumată pentru realizarea efectului util (lucrul mecanic consumat). În cazul particular al ciclului Stirling inversat căldura cedată de agentul de lucru în transformarea izocorică la volum minim este preluată de sursa rece. Ca urmare, eficiența frigorifică a ciclului Stirling inversat este exprimată prin relația:

$$\varepsilon_S = \frac{q_{34} + q_{23}}{\left| l_{12} + l_{34} \right|} = \frac{q_{34} - \left| q_{23} \right|}{\left| l_{12} + l_{34} \right|}. \qquad (4.27)$$

O îmbunătățire remarcabilă a eficienței frigorifice a ciclului Stirling inversat se poate obține prin introducerea regenerării căldurii cedate în procesul de răcire izocorică la volum minim. În fig. 4.9 se observă că prin regenerare căldura scoasă din agent la volum constant minim este folosită pentru încălzirea agentului în transformarea izocorică la volum maxim.

Pentru caracterizarea procesului de regenerare a căldurii se introduce randamentul recuperării, definit prin relația:

$$\eta_r = \frac{q_r}{\left| q_{23} \right|} \qquad (4.28)$$

în care prin q_r s-a notat căldura masică recuperată.

În ciclul Stirling inversat şi cu regenerarea căldurii la sursa rece ajunge numai fracțiunea (1 - η_r) din căldura cedată de agent în transformarea de răcire izocorică. În acest fel eficiența frigorifică a ciclului Stirling cu regenerarea căldurii se exprimă prin relația:

$$\varepsilon_{Sr} = \frac{q_{34} - \left| (1-\eta_r) q_{23} \right|}{\left| l_{12} + l_{34} \right|} \qquad (4.29)$$

Lucrul mecanic masic şi căldura masică schimbate în transformările ce compun ciclul Stirling şi care interesează în calculul eficienței frigorifice sunt:

$$l_{12} = q_{12} = R\,T_M \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = R\,T_M \ln\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) = -R\,T_M \ln(\varepsilon); \tag{4.30}$$

$$l_{34} = q_{34} = R\,T_m \ln\left(\frac{v_4}{v_3}\right) = R\frac{T_M}{\tau}\ln(\varepsilon); \tag{4.31}$$

$$q_{23} = -q_{41} = c_v\,(T_m - T_M) = \frac{R\,T_M}{k-1}\,\frac{1-\tau}{\tau} \tag{4.32}$$

în care pentru exprimarea mărimilor calculate în funcție de parametrii stării inițiale 1 (T_M, v_M) s-au folosit notațiile:

$\varepsilon = \dfrac{v_M}{v_m}$ = raportul volumelor extreme;

$\tau = \dfrac{T_M}{T_m}$ = raportul temperaturilor extreme;

$c_v = R / (k-1)$ = căldura specifică masică la volum constant.

Introducând relațiile (4.30), (4.31) şi (4.32) în expresia (4.29) se obține:

$$\varepsilon_{Sr} = \frac{\dfrac{\ln(\varepsilon)}{\tau} - \dfrac{|(1-\tau)|}{\tau}\,\dfrac{1-\eta_r}{k-1}}{\dfrac{\tau-1}{\tau}\ln(\varepsilon)} = \frac{(k-1)\ln(\varepsilon) - |\tau-1|(1-\eta_r)}{(\tau-1)(k-1)\ln(\varepsilon)} \tag{4.33}$$

Analizând expresia (4.33) se constată că pentru ca eficiența frigorifică să fie mai mare ca zero (pentru ca să existe maşina frigorifică) este necesar ca numărătorul fracției să fie pozitiv:

$$(k-1)\ln(\varepsilon) - |\tau-1|(1-\eta_r) > 0,$$

adică să fie îndeplinită condiția

$$\ln(\varepsilon) > \frac{(\tau-1)(1-\eta_r)}{k-1},$$

sau

$$\varepsilon > e^{\left(\frac{(\tau-1)(1-\eta r)}{k-1}\right)}. \tag{4.34}$$

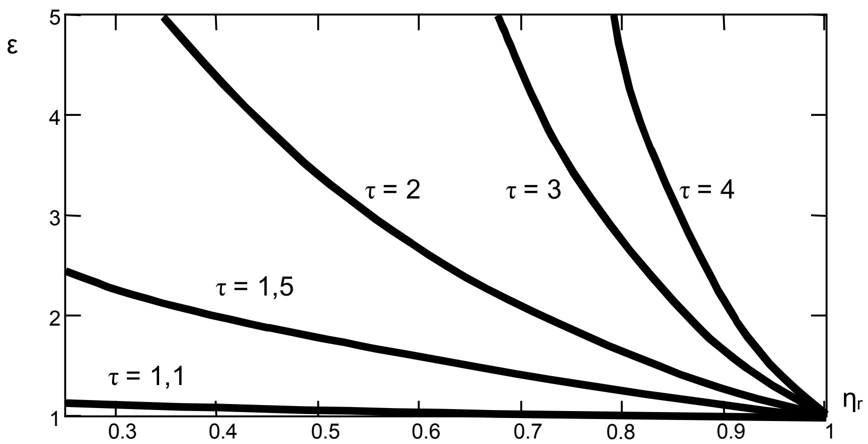


Fig. 4.10. Domeniul de existență al maşinii frigorifice Stirling

Reprezentarea grafică a condiției de existență a maşinii frigorifice Stirling din fig. 4.10 arată că o anumită temperatură scăzută - exprimată prin raportul τ - poate fi obținută numai pentru combinațiile de valori η_r şi ε aflate deasupra curbelor limită respective.

În cazul regenerării totale (ideale, $\eta_r = 1$) a căldurii cedate izocoric eficiența frigorifică a ciclului Stirling are valoarea maximă, care nu depinde de raportul volumelor:

$$\varepsilon_{Sr\ max} = \frac{1}{\tau - 1} = \frac{T_m}{T_M - T_m}\ . \tag{4.35}$$

Trebuie observat că aceeaşi eficiență frigorifică maximă se obține şi în ciclurile inversate Ericsson şi Reitlinger cu recuperarea totală a căldurii şi în ciclul Carnot inversat, bineînțeles dacă ciclurile au aceeaşi temperatură maximă şi aceeaşi temperatură minimă.

Expresia (4.33) a eficienței frigorifice a ciclului Stirling inversat cu regenerarea căldurii se poate scrie şi sub forma:

$$\varepsilon_{Sr} = \frac{1}{\tau - 1} - \frac{1 - \eta_r}{(k-1)\ln(\varepsilon)} = \varepsilon_{Sr\ max} - \Delta\varepsilon_{Sr} \tag{4.36}$$

în care $\Delta\varepsilon_{Sr}$ este pierderea de eficiență ca urmare a regenerării incomplete a căldurii în maşină.

5. SCHEME ACTUALE DE MOTOARE STIRLING

5.1. Realizarea ciclului termodinamic Stirling pe un motor

5.1.1. Realizarea ciclului termodinamic Stirling într-un motor cu un cilindru şi două pistoane

Ideea unui motor cu două pistoane introduse într-un singur cilindru i-a aparţinut lui Robert Stirling, care în plus a şi aplicat-o (fig. 2.1). Cele două pistoane delimitează în cilindru două camere funcţionale distincte. Camera de destindere sau camera caldă, plasată între chiulasă şi pistonul împingător, se află în permanenţă în contact cu sursa caldă. Camera de comprimare se află între cele două pistoane şi este în contact permanent cu sursa rece. O caracteristică foarte importantă a acestei scheme este aceea că fiecare cameră îşi păstrează rolul funcţional în tot timpul desfăşurării ciclului Stirling. În acest fel problema inerţiei termice - problemă care apare atunci când ciclul termodinamic Stirling se desfăşoară într-un cilindru cu un singur piston - este înlăturată.

Pentru ca motorul cu două pistoane într-un singur cilindru să modeleze ciclul termodinamic Stirling (format din două transformări izotermice legate prin două transformări izocorice) este necesar să se presupună că încălzirea şi răcirea agentului de lucru se realizează numai prin pereţii cilindrului. Eventuala regenerare a căldurii evacuate din ciclu se realizează în exteriorul maşinii, cu ajutorul unui agent intermediar.

În varianta de realizare a ciclului Stirling cu două pistoane într-un singur cilindru pistonul împingător (cald) are rolul de a deplasa agentul de lucru dintr-o cameră a cilindrului în cealaltă cameră. Deplasarea agentului se poate face prin spaţiul tubular lăsat între cilindru şi pistonul împingător, ca la motorul construit de Robert Stirling şi ca pe fig. 5.1, sau printr-un canal exterior format din schimbătoarele de căldură (încălzitorul, regeneratorul şi răcitorul), ca la construcţia firmei Philips - fig. 1.2 - şi ca la majoritatea motoarelor Stirling actuale. Mutarea agentului dintr-o cameră în cealaltă consumă puţină energie, deoarece presiunile pe cele două feţe ale pistonului împingător sunt aproape egale, micile diferenţe fiind produse de pierderile gazodinamice de pe traseul parcurs de agent. În acelaşi timp pistonul împingător îndeplineşte şi funcţia de izolator termic între camera de destindere şi camera de comprimare. Ca urmare, capul cilindrului se află tot timpul la temperatură ridicată, iar partea opusă a cilindrului (apropiată carterului) se află permanent la temperatură scăzută. De aceea ciclul termodinamic Stirling se realizează fără pierderi de căldură introduse de încălzirea şi răcirea ciclică a pereţilor cilindrului.

În prima transformare din ciclul Stirling, comprimarea izotermică 1-2, pistonul împingător staţionează în punctul mort interior (lângă capacul cilindrului), astfel că întreaga masă de agent de lucru se află în camera de comprimare. Comprimarea se face prin deplasarea pistonului de lucru de la punctul mort exterior la punctul mort interior. Menţinerea constantă a temperaturii T_m (egală cu temperatura T_r a răcitorului) în camera de comprimare se face prin răcirea agentului în schimbătorul de căldură răcitor - materializat de peretele cilindrului din zona respectivă - unde se scoate din ciclu căldura Q_{12}.

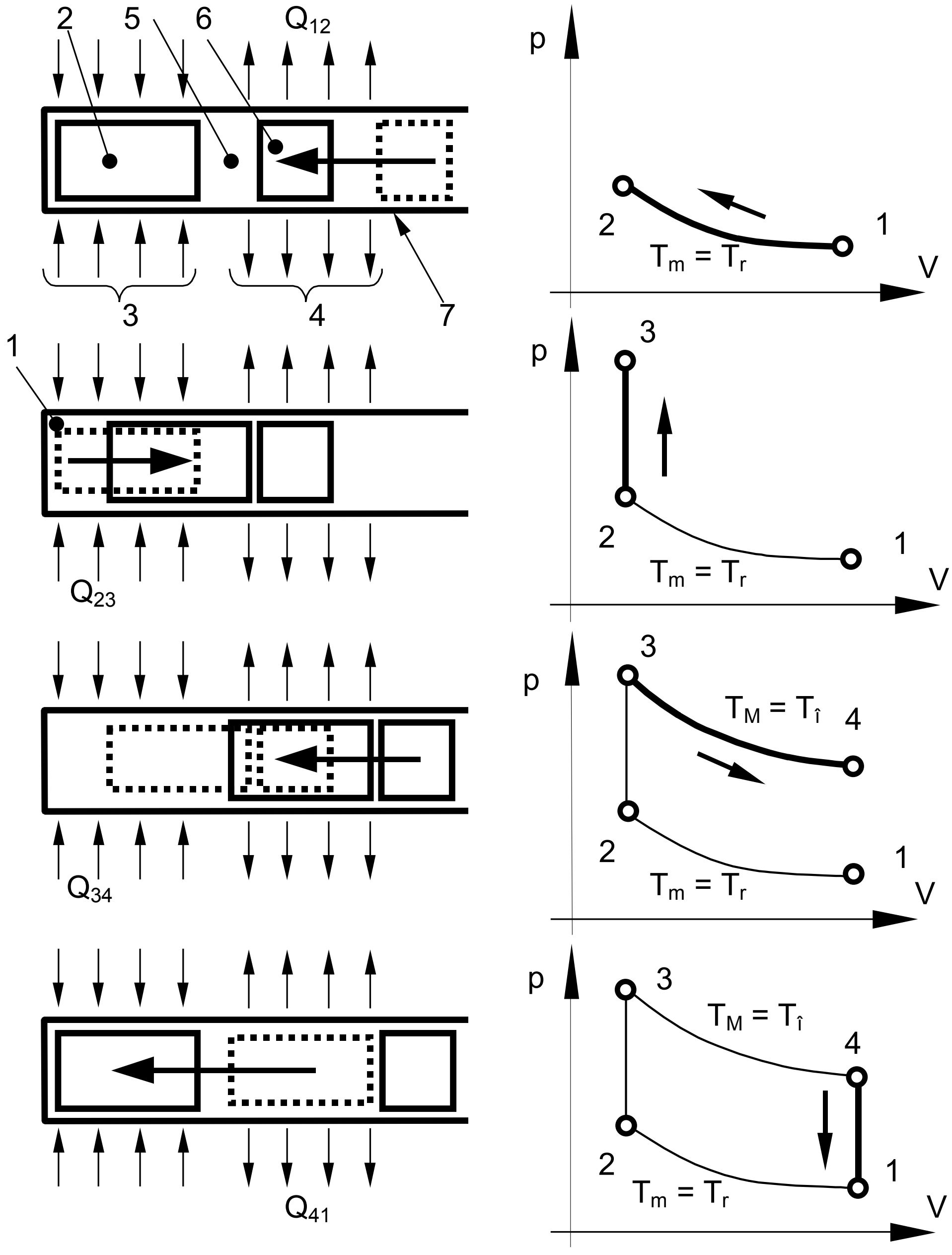


Fig. 5.1. Realizarea ciclului Stirling într-un motor cu un cilindru cu două pistoane:
1 - cameră de destindere; 2 - piston împingător; 3 - încălzitor; 4 - răcitor;
5 - cameră de comprimare; 6 - piston de lucru; 7 - cilindru

Procesul de încălzire izocorică 2-3 se realizează când pistonul împingător (cald) se deplasează de la punctul său mort interior la punctul mort interior al pistonului motor, mutând agentul din camera de comprimare în camera de

destindere, timp în care agentul primeşte căldura Q_{23}. La sfârşitul acestui proces pistonul împingător este perfect lipit de pistonul motor, astfel că volumul camerei de comprimare se anulează. În acest timp pistonul de lucru trebuie să staționeze, astfel ca volumul (minim) ocupat de agent să se mențină constant.

Destinderea izotermică 3-4 a agentului încălzit se petrece în camera de destindere, în timp ce pistoanele se deplasează simultan de la punctul mort interior al pistonului motor (de lucru) la punctul mort exterior al pistonului motor. În acest fel se realizează creşterea volumului ocupat de gaz. Menținerea temperaturii constante T_M (egală cu temperatura $T_î$ a încălzitorului) în timpul micşorării presiunii din camerele motorului este pusă pe seama unui aport de căldură Q_{34} prin pereții cilindrului şi prin chiulasă.

Închiderea ciclului termodinamic se face cu transformarea izocorică 4-1. Răcirea izocorică 4-1 presupune ca în timp ce pistonul de lucru staționează (menținând constant volumul total ocupat de agent) pistonul împingător să mute agentul - care cedează căldura Q_{41} - din camera de destindere înapoi în camera de comprimare. Pentru aceasta pistonul împingător efectuează cursa de revenire de la punctul mort exterior înapoi la punctul mort interior.

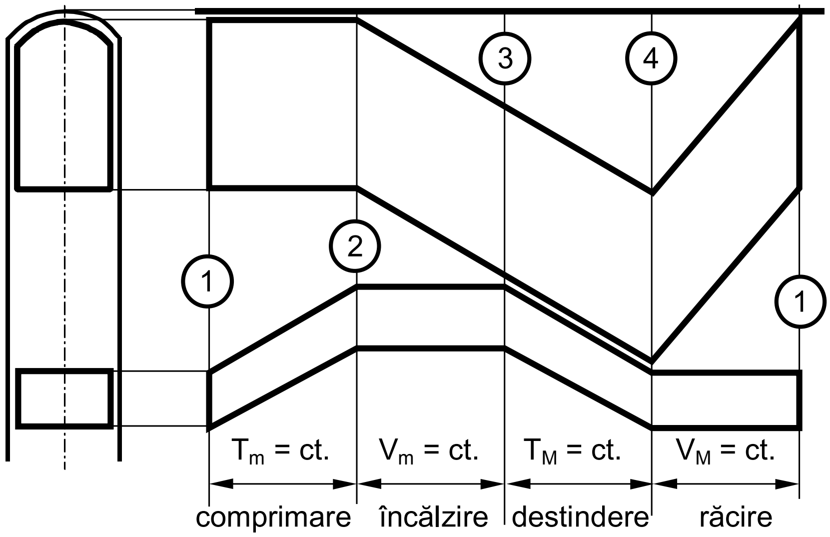


Fig. 5.2. Deplasarea discontinuă a pistoanelor motorului Stirling cu două pistoane în cilindru

În schema de realizare a ciclului Stirling într-un cilindru cu două pistoane acestea trebuie să se deplaseze discontinuu, pistonul împingător staționând în timpul procesului de comprimare 1-2 iar pistonul de lucru staționând în timpul proceselor ce se desfăşoară la volum constant (încălzirea izocorică 2-3 şi răcirea izocorică 3-4).

Deplasarea discontinuă a pistoanelor motorului Stirling cu două pistoane într-un cilindru este prezentată în fig. 5.2. În concordanță cu mişcarea discontinuă a pistoanelor motorului Stirling, şi volumele camerei de comprimare şi celei de destindere variază discontinuu (fig. 5.3).

În cazul schemei de realizare a ciclului Stirling într-un motor cu un cilindru cu două pistoane şi fără regenerator se produc pierderi mari de căldură la trecerea

agentului din camera de destindere în camera de comprimare, ceea ce face ca motorul Stirling să aibă un randament de numai câteva procente. Randamentul motorului creşte substanțial prin diminuarea acestor pierderi o dată cu introducerea unui regenerator de căldură între încălzitor şi răcitor (fig. 5.4). Regeneratorul este o masă de acumulare a căldurii care preia căldură de la agentul de lucru care curge spre camera de comprimare şi cedează căldură agentului atunci când acesta curge spre camera de destindere. De asemenea, trebuie să se țină cont de faptul că suprafețele laterale ale cilindrului nu sunt proiectate pentru un schimb de căldură eficient. Ca urmare, schimbătoarele de căldură încălzitor şi răcitor se construiesc în afara cilindrului, ca subansamble independente.

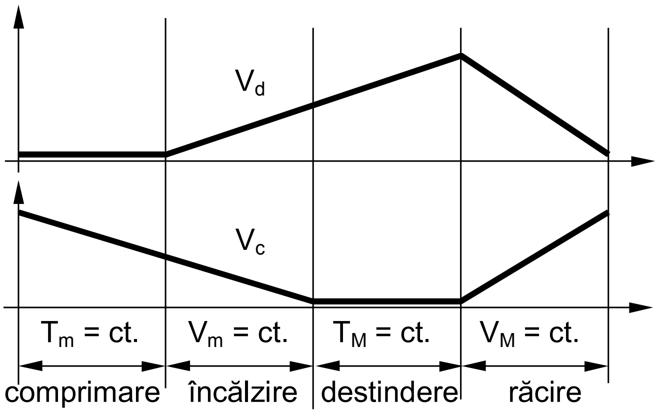


Fig. 5.3. Variația discontinuă (teoretică) a volumelor camerelor funcționale ale motorului Stirling cu două pistoane într-un cilindru

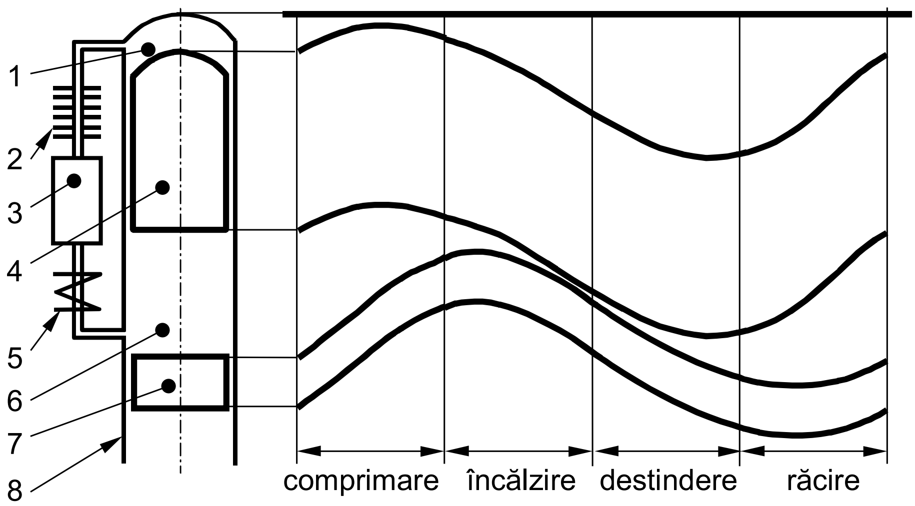


Fig. 5.4. Mişcarea armonică a pistoanelor unui motor Stirling cu două pistoane într-un cilindru: 1 - cameră de destindere; 2 - încălzitor; 3 - regenerator; 4 - piston împingător; 5 - răcitor; 6 - cameră de comprimare; 7 - piston de lucru; 8 - cilindru

5.1.2. Realizarea practică a ciclului Stirling pe un motor cu un cilindru şi două pistoane

Mişcarea discontinuă a celor două pistoane fiind foarte greu de realizat, în practică se folosesc mecanisme ce imprimă pistoanelor o mişcare continuă, după legi de deplasare armonice (fig. 5.4).

Legile de mişcare a pistoanelor se corelează cu fazele funcționale ale motorului Stirling, alegându-se astfel încât în apropierea punctelor moarte (când deplasările pistoanelor raportate la unghiul de rotație a arborelui sunt mici) să se desfăşoare procesele în care teoretic pistoanele staționează.

În cazul în care pentru deplasarea pistoanelor au fost alese legi armonice volumele camerelor motorului Stirling variază continuu, aşa cum se observă pe fig. 5.5. Mişcarea armonică a pistoanelor se realizează cel mai simplu cu mecanisme bielă-manivelă axate sau dezaxate, cu sau fără cap de cruce.

Pe un motor Stirling cu două pistoane care efectuează deplasări armonice derivata în funcție de volum a presiunii din spațiul de lucru este continuă, ceea ce conduce la o diagramă indicată ca în fig. 5.6.

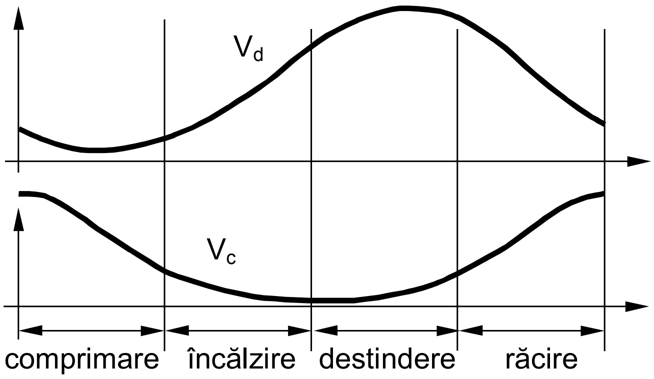


Fig. 5.5. Variațiile volumului camerei de destindere V_d şi a volumului camerei de comprimare V_c pentru motorul Stirling cu două pistoane cu mişcări armonice

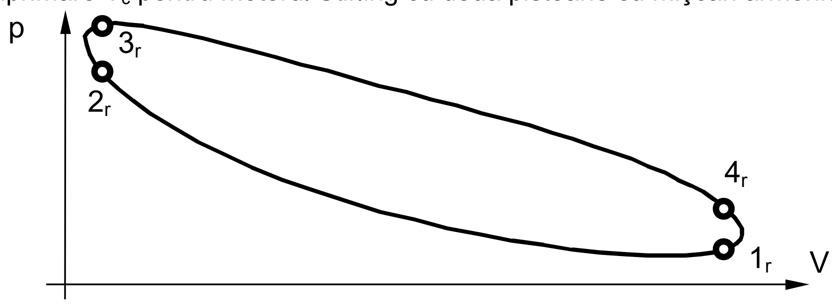


Fig. 5.6. Diagramă indicată a unui motor Stirling

5.1.3. Realizarea practică a ciclului termodinamic Stirling într-un motor cu două pistoane plasate în cilindri separați

Pe lângă posibilitatea de realizare practică a ciclului termodinamic Stirling într-un motor cu două pistoane coaxiale plasate într-un cilindru (subcapitolul precedent) există şi posibilitatea de realizare practică a ciclului Stirling într-un motor cu două pistoane plasate în doi cilindri separați şi cu camerele conectate

între ele prin aparatele schimbătoare de căldură (fig. 5.7 - a).

În fig. 5.7 - a se observă cilindrul cald 13 în care se află pistonul împingător 3 şi cilindrul rece 12 în care se găseşte pistonul motor 9. Camera de destindere 4 comunică cu camera de comprimare 8 (aflată în celălalt cilindru) prin încălzitorul 5, schimbătorul de căldură regenerator 6 şi prin răcitorul 7. Ambele pistoane sunt încadrate de mecanisme bielă - manivelă şi se deplasează după legi de mişcare armonice. Mişcarea pistonului rece este defazată unghiular în urmă faţă de mişcarea pistonului împingător cu un unghi Φ (în jurul valorii $\pi/2$). Poziţia cilindrilor din reprezentarea din fig. 5.7 a fost aleasă în opoziţie pentru a obţine o imagine grăitoare a variaţiei volumului fiecărei camere (fig. 5.7 - b) şi, simultan, a variaţiei volumului total ocupat de agentul de lucru în motor (fig. 5.7 - c). Se observă că, spre deosebire de motorul Stirling cu două pistoane coaxiale într-un cilindru comun, la care variaţia volumului spaţiului de lucru se realizează numai prin deplasarea pistonului motor, la motorul Stirling cu două pistoane plasate în cilindri separaţi variaţia volumului spaţiului de lucru este rezultatul deplasării ambelor pistoane. Această caracteristică este principala deosebire între cele două moduri de realizare a ciclului Stirling practic prezentate în lucrare.

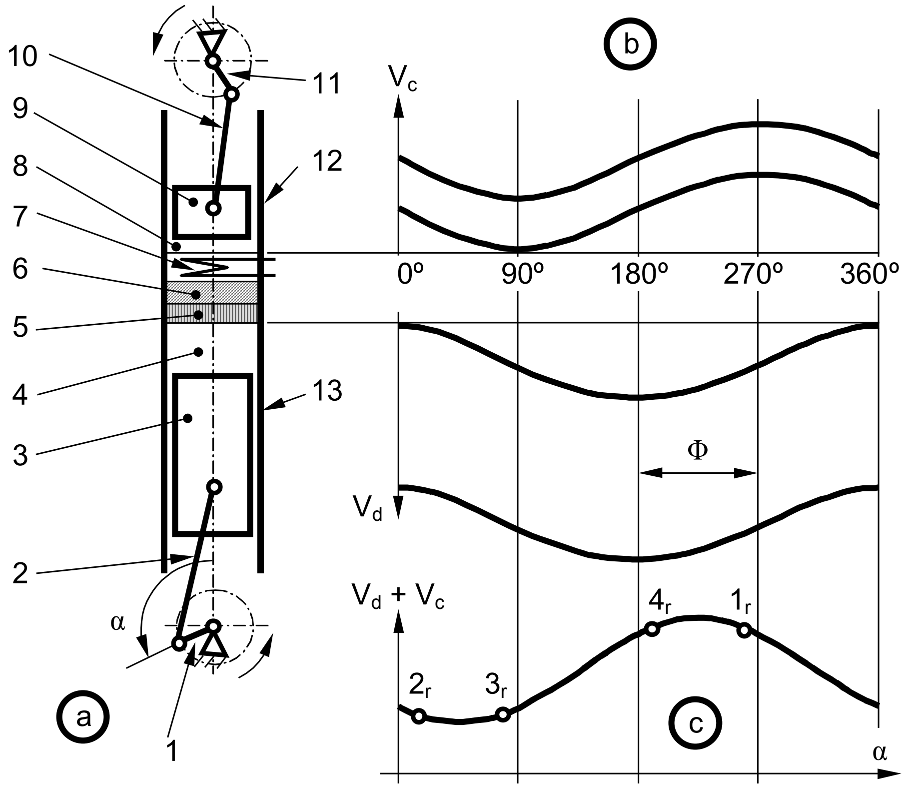


Fig. 5.7. Realizarea practică a ciclului Stirling într-un motor cu două pistoane plasate în cilindri separaţi: 1 - cotul de arbore al mecanismului pistonului împingător; 2 - biela pistonului împingător; 3 - pistonul împingător; 4 - camera de destindere; 5 - încălzitor; 6 - regenerator; 7 - răcitor; 8 - camera de comprimare; 9 - pistonul motor; 10 - biela pistonului motor; 11 - cotul de arbore al mecanismului pistonului motor; 12 - cilindrul rece; 13 - cilindrul cald

Variația ciclică a volumului spațiului de lucru al motorului Stirling analizat, obținută prin însumarea variațiilor volumelor celor două camere (fig. 5.7 - c), pune în evidență următoarele faze funcționale succesive:

● faza în care volumul se micşorează repede, fază care corespunde procesului real de comprimare 1_r - 2_r ;

● faza în care volumul se modifică puțin în jurul valorii minime - corespunde procesului de încălzire a agentului - procesul 2_r - 3_r ;

● faza în care volumul creşte repede şi care corespunde procesului de destindere 3_r - 4_r ;

● faza în care volumul variază puțin în jurul valorii maxime şi care reprezintă procesul de răcire teoretic izocorică - procesul 4_r - 1_r .

Succesiunea fazelor de mai sus reprezintă tocmai realizarea practică a ciclului termodinamic Stirling.

Observație. Deşi la motoarele Stirling care funcționează după schema cu două pistoane plasate în cilindri separați ambele pistoane sunt pistoane motoare, totuşi, conform uzanțelor limbajului folosit în literatura de specialitate [39], pistonul din cilindrul cald este numit piston împingător.

5.2. Schemele de bază ale motoarelor Stirling

Există trei scheme constructive de bază pentru motoarele Stirling. Ele sunt prezentate în fig. 5.8 şi sunt desemnate - în terminologia curentă - ca motoare „alfa“ (fig. 5.8 - α), motoare „beta“ (fig. 5.8 - β) şi motoare „gama“ (fig. 5.8 - γ).

În fig. 5.8 se observă că unitatea funcțională a unui motor Stirling (compusă din cele două camere şi din cele două pistoane) poate fi concentrată într-un singur cilindru (ca în schema „beta“) sau poate fi distribuită în doi cilindri diferiți (schemele „alfa“ şi „gama“). Ca urmare prin denumirea de motor Stirling monocilindru „beta“ se înțelege într-adevăr un singur cilindru, iar prin motor monocilindru „alfa“ sau „gama“ se înțelege unitatea funcțională Stirling amplasată în doi cilindri distincți. Motoarele Stirling de tip „alfa“ funcționează după schema arătată în subcapitolul 5.1.3, iar motoarele Stirling de tip „beta“ şi „gama“ funcționează aşa cum a fost arătat în subcapitolul 5.1.2.

O variantă deosebită de monocilindru de motor Stirling este cea la care ambele pistoane sunt pistoane cu dublă acțiune. Motoarele Stirling cu pistoane cu dublă acțiune se construiesc întotdeauna cu unitatea funcțională (monocilindrul) distribuită în doi cilindri (fig. 5.9). În acest tip de motor camera de destindere a unei unități funcționale este plasată într-un cilindru deasupra pistonului iar camera de comprimare este amplasată în alt cilindru, sub piston. Cilindrii pot fi aşezați în linie sau în vârfurile unui poligon regulat, ca la motoarele Stirling cu placă oscilantă [28], [39]. Se observă că această variantă constructivă este o formă particulară a schemei „alfa“.

Există posibilitatea de a construi motoare Stirling cu pistoane rotative. Din această categorie face parte motorul realizat pe schema constructivă a motorului cu ardere internă Wankel. Un monocilindru Wankel are în compunerea sa un stator cu un alezaj de forma unei epitrohoide alungite (numită şi epicicloidă alungită, traiectoria unui punct fix față de un cerc - punct aflat față de centrul cercului la distanță mai mare decât raza - care se roteşte fără alunecare în jurul unui cerc de bază interior) în care se roteşte un piston care în secțiune transversală are forma unui triunghi echilateral cu laturile bombate.

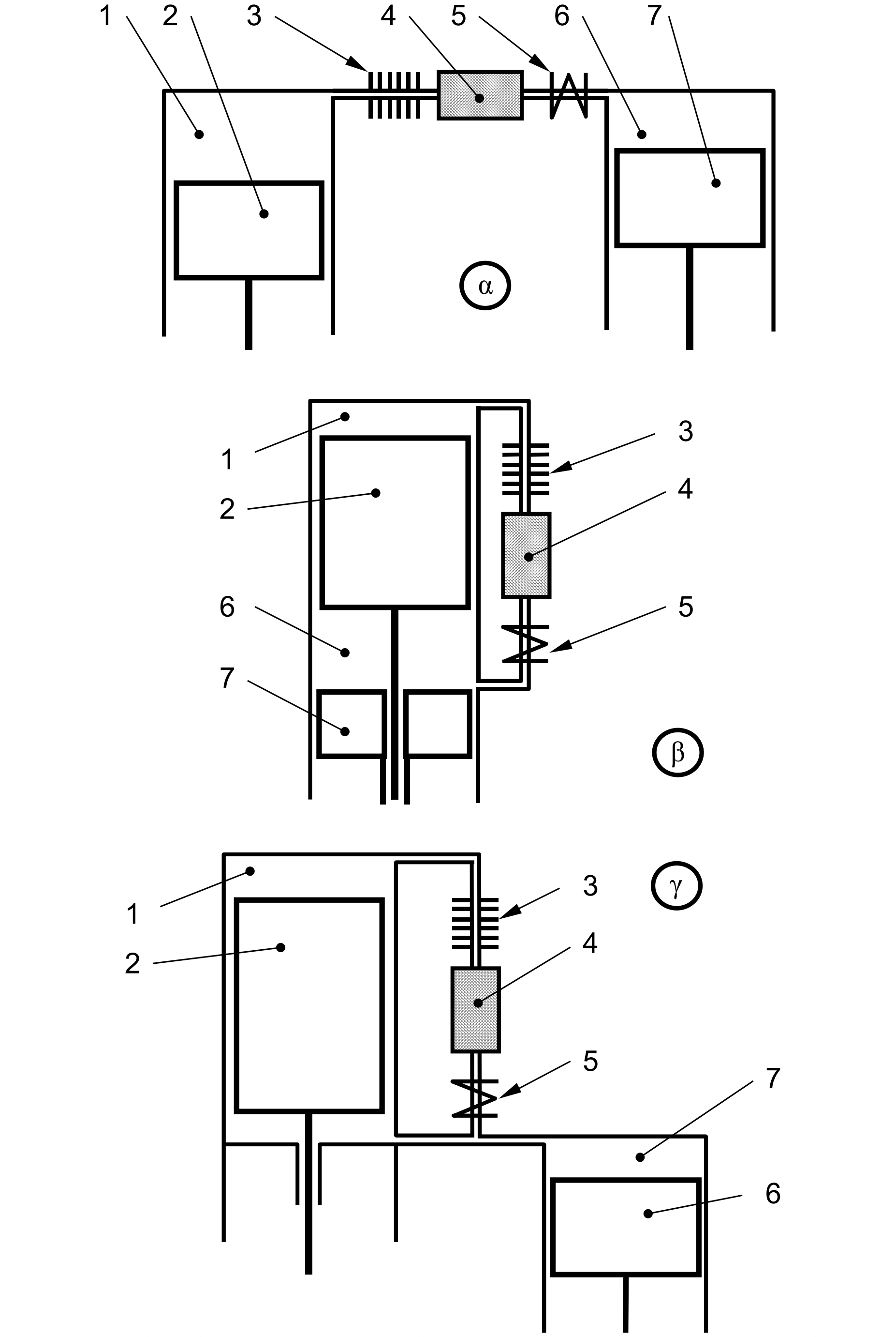


Fig. 5.8. Clasificarea motoarelor Stirling cu piston motor cu simplu efect:
α - schema „alfa“; β - schema „beta“; γ - schema „gama“
1 - cameră de destindere; 2 - piston împingător; 3 - încălzitor; 4 - regenerator;
5 - răcitor; 6 - cameră de comprimare; 7 - piston motor

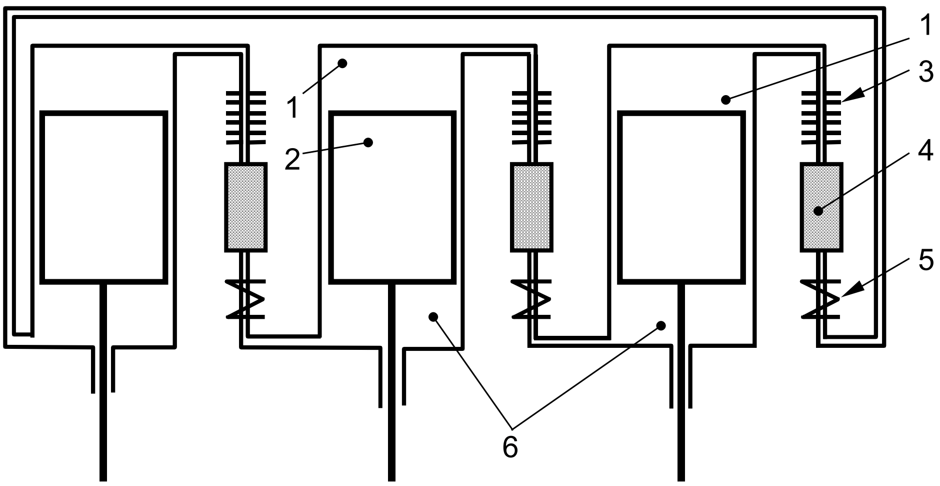


Fig. 5.9. Motor Stirling cu pistoane cu dublă acțiune, cu trei unități funcționale:
1 - cameră de destindere; 2 - piston; 3 - încălzitor; 4 - regenerator;
5 - răcitor; 6 - cameră de comprimare

Motorul Stirling Wankel se compune din două unități funcționale Wankel (numite convențional monocilindri Wankel) montate pe acelaşi arbore. Camerele unei unități funcționale comunică, printr-un schimbător de căldură încălzitor, printr-un regenerator şi printr-un schimbător de căldură răcitor cu camerele din cealaltă unitate funcțională. La o rotație completă motorul Stirling Wankel efectuează două cicluri Stirling, situația fiind asemănătoare din punct de vedere funcțional cu aceea din motorul Stirling cu pistoane cu dublă acțiune din fig. 5.9. Motorul Stirling cu pistoane rotative prezentat mai sus poate fi numit şi motor Stirling rotoro - epitrohoid. Este prezentat mai pe larg în subcapitolul 5.5.1.

Sunt posibile şi alte scheme de motoare Stirling cu pistoane rotative dar execuția lor ridică probleme constructive serioase, în special din cauza etanşării dintre muchiile rotorului şi stator.

5.3. Scheme actuale ale motoarelor Stirling cinematice

Motoarele Stirling cinematice sunt cele la care mişcarea de translație a pistoanelor este transformată în mişcare de rotație prin intermediul unor mecanisme. Mecanismul motor este cel care asigură extragerea energiei mecanice din motor. Totodată, mecanismul motor asigură coordonarea mişcării celor două pistoane astfel încât să se realizeze defazajul unghiular dorit între mişcările acestora.

5.3.1. Motoare Stirling de tip „alfa“

5.3.1.1. Mecanisme pentru motoare Stirling de tip „alfa“ cu pistoane cu simplă acțiune

5.3.1.1.1. Introducere

La motoarele Stirling de tip „alfa“ pistoanele motor şi împingător sunt amplasate în cilindri separați (fig. 5.8 - a).

La motoarele Stirling de tip „alfa“ cu pistoane cu simplă acțiune pistonul

împingător prezintă deosebiri funcționale față de pistonul împingător al motoarelor Stirling de tip „beta“. Astfel, la motoarele Stirling de tip „beta“ fața şi fundul pistonului împingător se află la aceeaşi presiune (sau, dacă se consideră pierderile de presiune la curgerea agentului de lucru prin aparatele schimbătoarele de căldură, se află sub acțiunea unei mici diferențe de presiune), pe când la motoarele Stirling de tip „alfa“ fața pistonului împingător se află sub presiunea ridicată din spațiul de lucru al motorului iar fundul pistonului împingător se află sub acțiunea presiunii din carter. Aşadar, din punctul de vedere al forțelor de presiune la care este supus, pistonul împingător al motorului Stirling de tip „alfa“ se află în aceeaşi situație cu pistonul motor. Altfel spus, motorul Stirling de tip „alfa“ cu simplă acțiune are două pistoane de lucru.

Cei doi cilindri care formează un monocilindru funcțional Stirling de tip „alfa“ pot fi plasați:

- vertical, cu axele paralele;
- în V, schemă în care, în cazul mecanismelor axate, axele cilindrilor se întâlnesc pe axa arborelui cotit;
- în opoziție, cu axele cilindrilor coliniare, cilindrii fiind aşezați
  - orizontal sau
  - vertical.

În construcția motoarelor Stirling de tip „alfa“ cu pistoane cu simplă acțiune se folosesc mecanisme bielă - manivelă, în diferite variante constructive.

5.3.1.1.2. Motoare Stirling de tip „alfa“ cu cilindri verticali şi cu mecanisme bielă - manivelă

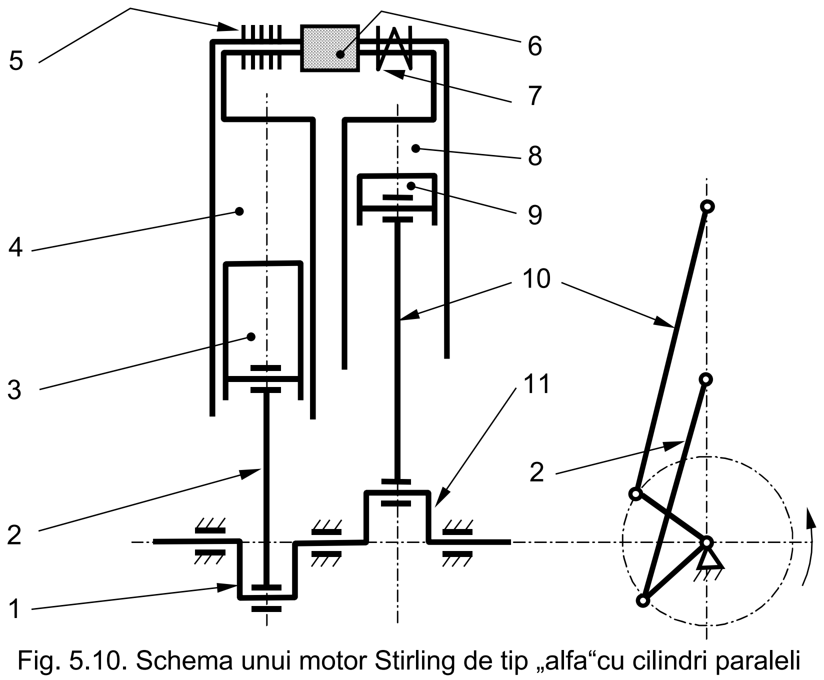


Fig. 5.10. Schema unui motor Stirling de tip „alfa“cu cilindri paraleli cu axele verticale: 1 şi 11 - coturile arborelui cotit; 2 şi 10 - biele; 3 - pistonul din cilindrul cald (împingător); 4 - camera cilindrului cald; 5 - încălzitor; 6 - regenerator; 7 - răcitor; 8 - camera cilindrului rece; 9 - pistonul din cilindrul rece (motor)

Motorul Stirling de tip „alfa“ cu cilindri verticali (fig. 5.10) are un mecanism motor compus din două mecanisme bielă - manivelă. Între coturile arborelui există un decalaj unghiular egal cu defazajul Φ necesar între momentul în care se realizează volumul maxim în cilindrul rece şi momentul în care volumul camerei calde este maxim. Trebuie observat că aşezarea coturilor la 90º (sau la o valoare apropiată) complică mult problema echilibrării forțelor de inerție ale maselor cu mişcare de rotație şi ale maselor cu mişcare de translație. Introducerea unor contragreutăți pe prelungirea coturilor rezolvă numai parțial problema echilibrării.

5.3.1.1.3. Motorul Stirling de tip „alfa“ cu mecanism manivelă - jug - bielă (mecanismul Ross - Yoke clasic)

Pentru motoarele Stirling de tip „alfa“ de putere mică cu cilindri verticali se poate folosi şi unul din mecanismele propuse de M.A. Ross din Columbus, Ohio, în anul 1976 [47], [53]. Spre deosebire de mecanismul cu bielă - manivelă cu două coturi pe arbore prezentat în subcapitolul 5.3.1.1.2, mecanismele motoare propuse de Ross au un singur cot pe arbore, ceea ce înseamnă o simplificare importantă a arborelui, dar şi introducerea unor complicații constructive, ce apar în urma introducerii unui jug.

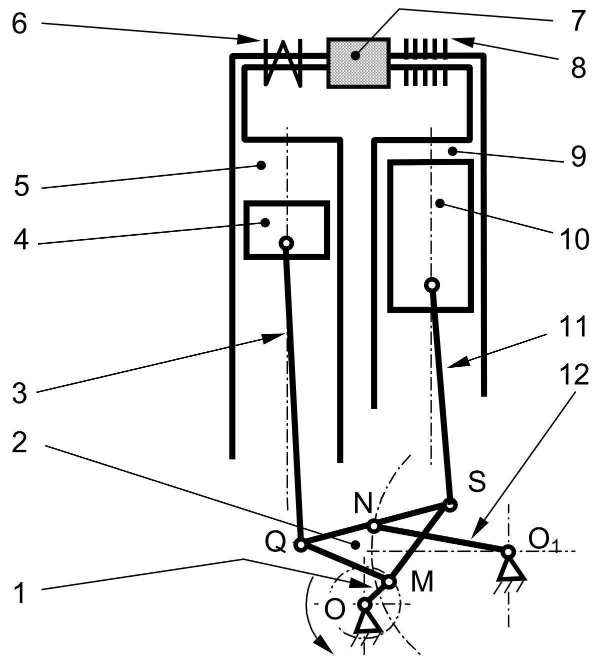


Fig. 5.11. Motor Stirling de tip „alfa“ cu mecanism motor manivelă - jug - bielă (mecanism Ross - Yoke clasic): 1 - arbore cotit; 2 - jug triunghiular; 3 şi 11 - biele; 4 - piston motor; 5 - cameră de comprimare; 6 - răcitor; 7 - regenerator; 8 - încălzitor; 9 - cameră de destindere; 10 - piston împingător; 12 - tijă balansier

Astfel, mecanismul pentru motoare Stirling de tip „alfa“ prezentat în fig. 5.11, mecanism cunoscut mai ales sub numele de mecanism Ross - Yoke clasic [47] are cele două biele 3 şi 11 articulate cu jugul triunghiular 2 în punctele Q

şi S. Cel de-al treilea vârf (M) al jugului triunghiular 2 este articulat cu manetonul arborelui cotit 1. Mijlocul N al laturii QS a jugului este articulat la un capăt al tijei 12, care oscilează în jurul axului fix O_1 şi impune punctului N să se deplaseze pe un arc de cerc.

Aşadar, datorită jugului triunghiular 2 plasat între maneton şi capetele bielelor un singur arbore cotit asigură transmiterea mişcării la cele două pistoane. Defazajul unghiular Φ necesar se asigură prin alegerea corectă a dimensiunilor geometrice ale mecanismului.

5.3.1.1.4. Motoare Stirling de tip „alfa“ cu cilindri verticali şi cu mecanism motor balansier (Ross „Rocker - V“)

Mecanismul motor bielă - manivelă - balansier propus de M.A. Ross [47] (fig. 5.12) este compus dintr-un mecanism bielă - manivelă (reperele 2 şi 3) pentru acționarea pistonului împingător 4 şi dintr-un mecanism patrulater cu balansier pentru pistonul motor. Balansierul este articulat în axul fix O_1 şi are cele două extremități Q şi S articulate la tija 1 respectiv la biela 11.

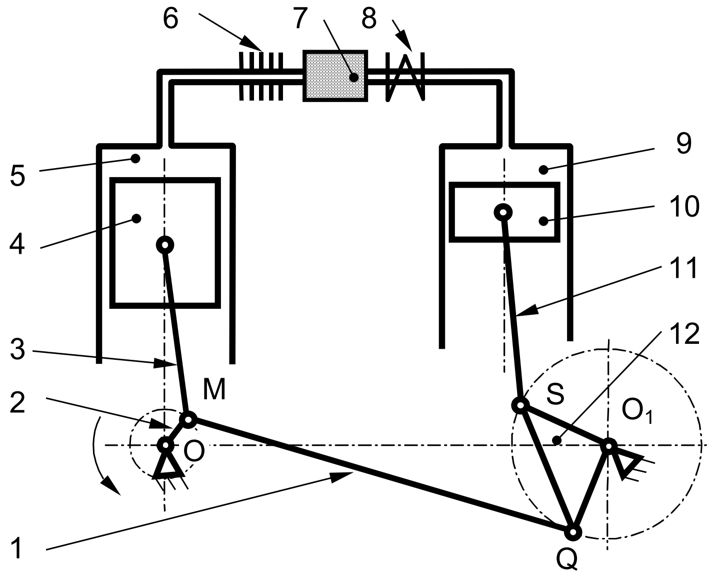


Fig. 5.12. Motor Stirling de tip „alfa“ cu mecanism manivelă - bielă - balansier de tip Ross „Rocker - V“: 1 - tijă; 2 - arbore cotit; 3 - biela pistonului împingător; 4 - piston împingător; 5 - cameră de destindere; 6 - încălzitor; 7 - regenerator; 8 - răcitor; 9 - cameră de comprimare; 10 - piston motor; 11 - biela pistonului motor; 12 - balansier

5.3.1.1.5. Motoare Stirling de tip „alfa“ cu pistoane cu simplă acțiune şi cu cilindrii în V

În fig. 5.13 se observă că atunci când cilindrii motorului Stirling sunt aşezați în V este suficient un singur cot de arbore, pe al cărui maneton sunt articulate atât biela 2 a pistonului împingător cât şi biela 10 a pistonului motor, bielele fiind montate alăturat sau una având capul în furculiță. Defazajul unghiular Φ necesar între momentul în care se realizează volumul maxim în camera de comprimare şi

momentul în care se realizează volumul maxim în camera de destindere este egal cu unghiul de aşezare a cilindrilor.

Trebuie menţionat că una din biele (de exemplu, biela 10 a pistonului motor) poate fi înlocuită cu o bieletă articulată pe cealaltă bielă. În această situaţie la realizarea defazajului Φ dorit participă şi caracteristicile geometrice ale bieletei (unghiul de aşezare a capului bieletei, măsurat faţă de axa bielei principale, şi distanţa de la axa manetonului până la axa capului bieletei).

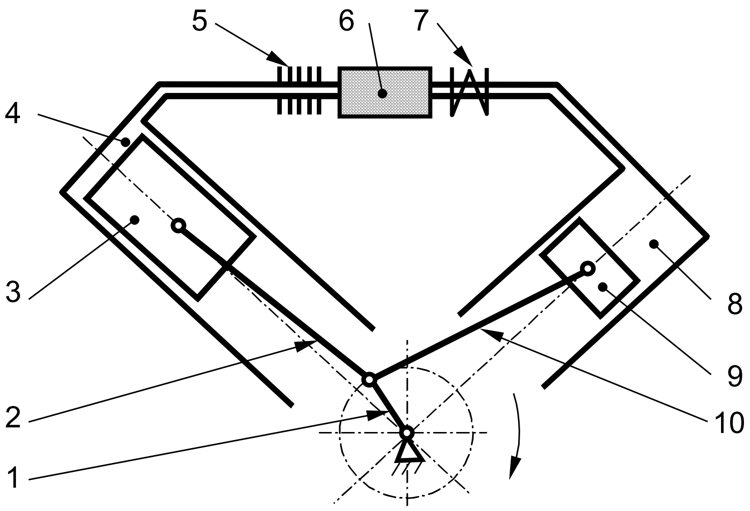


Fig. 5.13. Motor Stirling de tip „alfa" cu pistoane cu simplă acţiune şi cu cilindri aşezaţi în V: 1 - arbore cu un cot; 2 - biela pistonului împingător; 3 - pistonul împingător; 4 - camera de destindere; 5 - încălzitor; 6 - regenerator; 7 - răcitor; 8 - camera de comprimare; 9 - piston motor; 10 - biela pistonului motor

5.3.1.1.6. Motoare Stirling de tip „alfa" cu pistoane cu simplă acţiune şi cu cilindrii în opoziţie

Acest motor Stirling este construit pe schema motorului cu ardere internă cu cilindri în opoziţie cu mecanism cu balansier, schemă folosită în construcţia unor motoare navale auxiliare [2], [19]. Cei doi cilindri ai motorului Stirling sunt aşezaţi orizontal, coaxial şi în opoziţie (fig. 5.14). Camera de destindere 4 din cilindrul cald 2 şi camera de comprimare 9 din cilindrul rece 8 comunică între ele prin încălzitorul 5, regeneratorul 6 şi răcitorul 7.

La acest motor Stirling de tip „alfa" transformarea mişcării de translaţie alternativă a pistonului împingător 3 în mişcare de rotaţie a arborelui cotit 14 se face printr-un lanţ cinematic constituit din biela 1, balansierul 16 şi biela 15. Bielele 1 şi 15 au câte un capăt articulat la extremităţile balansierului iar celălalt capăt articulat la piston respectiv la manetonul arborelui cotit. Balansierul 16 este o pârghie de ordinul unu care oscilează în jurul axului O_1. Un mecanism cu aceeaşi componenţă, plasat simetric faţă de un plan vertical ce trece prin axa arborelui cotit, face legătura dintre pistonul motor 10 şi arborele cotit.

Pentru realizarea defazajului necesar între mişcările pistoanelor, bielele 12 şi 16 sunt articulate pe acelaşi maneton (arborele are un singur cot), spre

deosebire de motoarele cu ardere internă construite după această schemă, care au un arbore cu două coturi defazate sub unghiul π.

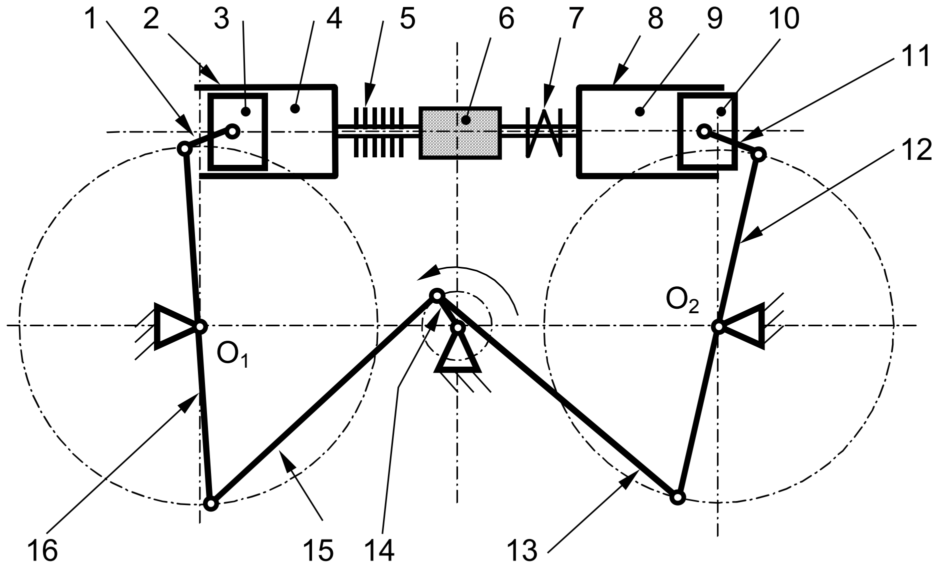


Fig. 5.14. Motor Stirling de tip „alfa“ cu cilindrii în opoziție şi cu mecanism bielă - manivelă cu balansier: 1 - biela pistonului împingător; 2 - cilindrul cald; 3 - pistonul împingător; 4 - camera de destindere; 5 - încălzitor; 6 - regenerator; 7 - răcitor; 8 - cilindrul rece; 9 - camera de comprimare; 10 - pistonul motor; 11 - biela pistonului motor; 12 şi 16 - balansiere; 13 şi 15 - biele; 14 - arbore cotit

Motorul desenat în fig. 5.14 are balansierele 12 şi 16 de lungimi egale şi cu brațele de asemenea egale. Există posibilitatea ca unul sau ambele balansiere să fie cu brațele neegale. Totodată, balansierele pot fi cu brațele amplasate sub un unghi diferit de 180º.

5.3.1.1.7. Motoare Stirling de tip „alfa“ cu pistoane cu simplă acțiune şi cu cilindri verticali aşezați în opoziție

Motorul Stirling prezentat în fig. 5.15 se caracterizează prin aşezarea cilindrilor coaxial în opoziție şi prin plasarea celor trei schimbătoare de căldură între cei doi cilindri 10 şi 13. Arborele cotit este compus dintr-un cot central 1 şi două coturi laterale 2, plasate simetric față de axa cilindrilor. Pistonul motor 3 este pus în legătură cu cotul central 1 prin biela 15. Pistonul împingător 9 este prevăzut cu un bolț 11, care depăşeşte diametrul pistonului. Pe prelungirile bolțului, în exteriorul pistonului împingător, se articulează picioarele celor două biele lungi 12. Bielele 12 au capetele articulate pe manetoanele coturilor laterale 2.

Defazarea unghiulară Φ dorită între momentele în care se realizează volumul maxim în camera de comprimare respectiv în camera de destindere se obține prin alegerea poziției relative a coturilor. Se observă uşor că, în concordanță cu sensul de rotație, cotul central trebuie să fie înaintea coturilor laterale (care, evident, sunt coplanare) cu unghiul Φ.

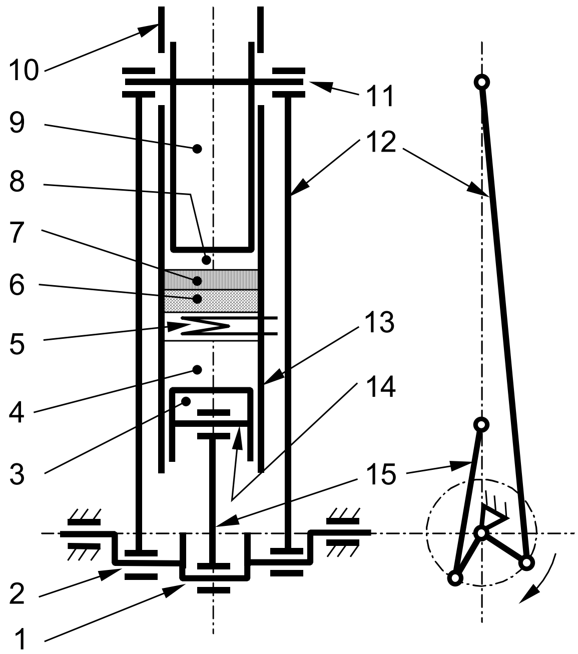


Fig. 5.15. Schema unui motor Stirling de tip „alfa“ cu pistoane cu simplă acțiune şi cu cilindri verticali în opoziție: 1 - cotul central al arborelui; 2 - cot lateral al arborelui; 3 - piston motor; 4 - camera de comprimare; 5 - răcitor; 6 - regenerator; 7 - încălzitor; 8 - cameră de destindere; 9 - piston împingător; 10 - cilindrul pistonului împingător; 11 - bolțul pistonului împingător; 12 - biela pistonului împingător; 13 - cilindrul pistonului motor; 14 - bolțul pistonului motor; 15 - biela pistonului motor

5.3.1.2. Mecanisme pentru motoare Stirling de tip „alfa“ cu pistoane cu dublă acțiune

5.3.1.2.1. Introducere

Motoarele Stirling cu pistoane cu dublă acțiune se caracterizează prin aceea că ambele fețe ale pistoanelor sunt în contact cu agentul de lucru. Fața superioară a unui piston cu dublă acțiune se află într-o cameră de destindere iar fundul pistonului se află într-o cameră de comprimare.

Pistoanele cu dublă acțiune ale unui motor Stirling trebuie să îndeplinească două condiții:

● să asigure umplerea cu agent de lucru a celor două camere cu volum variabil în care pistonul împarte cilindrul în proporțiile cerute de realizarea corectă a ciclului Stirling şi să modifice volumele camerelor în concordanță cu cerințele ciclului Stirling;

● să transmită lucrul mecanic produs la arborele motorului.

La motoarele Stirling cu pistoane cu dublă acțiune (numite uneori şi motoare cu dublă acțiune [39]) un monocilindru funcțional Stirling are camerele de destindere şi de comprimare dispuse în doi cilindri diferiți: într-un cilindru se află camera de destindere iar în alt cilindru camera de comprimare (fig. 5.9 şi fig. 5.16). Între camerele de destindere şi de comprimare se dispun cele trei schimbătoare

de căldură specifice motorului Stirling.

Ca urmare, motoarele Stirling cu pistoane cu dublă acțiune sunt întotdeauna policilindrice. Pentru realizarea defazajului necesar între variația volumelor camerelor unui monocilindru funcțional Stirling (camere aflate în cilindri diferiți) trebuie ca un motor de acest tip să aibă cel puțin trei cilindri. În practică s-au răspândit construcții de motoare Stirling cu pistoane cu dublă acțiune cu câte patru cilindri.

Indiferent de numărul cilindrilor, toate pistoanele trebuie să lucreze cu acelaşi arbore cotit. Această cerință, împreună cu faptul că ciclul unui motor Stirling se realizează într-o rotație a arborelui cotit, conduce la concluzia că în construcția motorului Stirling cu pistoane cu dublă acțiune pot fi folosiți arbori cotiți care sunt potriviți pentru motoare cu ardere internă în doi timpi [49], care satisfac cel mai bine condițiile de uniformitate a distribuției proceselor în cilindri şi, simultan, condițiile de echilibrare a forțelor de inerție.

Motoarele Stirling cu pistoane cu dublă acțiune sunt motoare Stirling policilindrice de tip „alfa".

5.3.1.2.2. Motoare Stirling de tip „alfa" cu pistoane cu dublă acțiune şi cu cilindri aşezați în linie

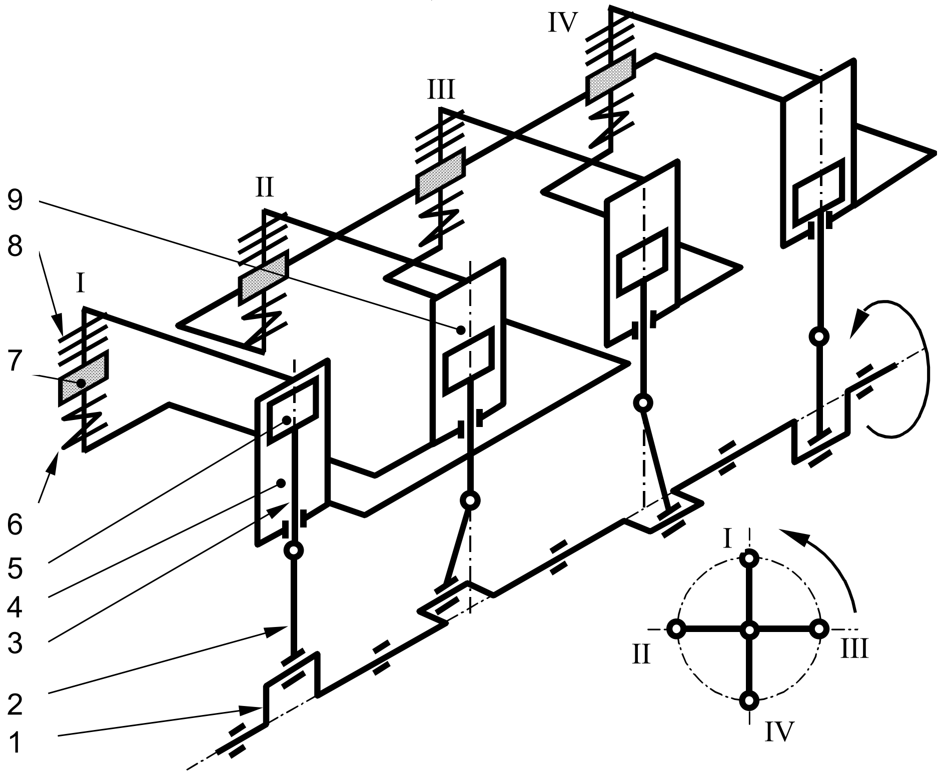


Fig. 5.16. Motor Stirling cu pistoane cu dublă acțiune cu patru cilindri în linie: 1 - arbore cu patru coturi; 2 - bielă; 3 - tija pistonului; 4 - cameră de comprimare; 5 - piston cu dublu efect; 6 - răcitor; 7 - regenerator; 8 - încălzitor; 9 - cameră de destindere;

Un motor Stirling cu pistoane cu dublă acțiune cu patru cilindri în linie este prezentat în fig. 5.16. Se observă că se foloseşte un arbore cotit cu patru coturi, ceea ce asigură o succesiune uniformă a proceselor din cilindri, cu un pas de $\pi/2$. Formarea „perechilor" cameră de destindere - cameră de comprimare (monocilindrii funcționali Stirling) prezentată în fig. 5.16 realizează succesiunea proceselor în cilindri în ordinea I-II-III-IV.

Monocilindrii funcționali Stirling sunt realizați de combinațiile de camere:

I D - II C;

II D - IV C;

III D - I C;

IV D - III C,

în care s-a notat:

D = cameră de destindere;

C = cameră de comprimare;

I, II, III, IV = numărul cilindrului.

În timpul unei rotații a arborelui cotit fiecare monocilindru funcțional Stirling efectuează un ciclu termodinamic.

Schema prezentată în fig. 5.16 a fost folosită de firma Philips [39] pe unele din motoarele sale. Schema se poate dezvolta pentru 5 sau 6 cilindri în linie, desigur cu alte defazaje unghiulare între procese.

5.3.1.2.3. Motor Stirling cu pistoane cu dublă acțiune cu patru cilindri aşezați în V

Aşezarea celor 4 cilindri ai motorului Stirling cu pistoane cu dublă acțiune în V (câte doi cilindri într-o linie a V-ului) asigură motorului (fig. 5.17) o construcție compactă. Motorul Stirling realizat după această schemă are o cameră de ardere comună pentru toți cilindrii, ceea ce aduce importante simplificări constructive.

Motorul Stirling cu cilindrii aşezați în V poate fi realizat cu diferite mecanisme motoare, în principal cu mecanisme bielă manivelă. Un astfel de mecanism a fost folosit de firma United Stirling A.B. pentru motoarele V4X, P40 şi P75 (motoare cu 4 cilindri în V). Prin alăturarea a două motoare P75 a fost creat motorul P175 cu 8 cilindri în V. Trebuie observat că toate aceste motoare se caracterizează printr-un unghi mic între axele cilindrilor aşezați în V (circa 30˚). Pentru realizarea condițiilor funcționale fiecare cilindru este prevăzut cu un cot de arbore propriu.

La această variantă constructivă monocilindrii funcționali Stirling sunt formați astfel:

I D - II C;

II D - III C;

III D - IV C;

IV D - I C.

Ca urmare a aşezării cilindrilor în V se observă că defazajul dintre procesele ce se desfăşoară într-o unitate funcțională aflată într-o linie de cilindri sunt uşor diferite de defazajele ce se obțin la monocilindrii care se găsesc cu o cameră într-o linie de cilindri şi o cameră în cealaltă linie de doi cilindri.

Ca urmare a aşezării alăturate a coturilor de arbore ce deservesc doi cilindri aşezați în V, cei 4 cilindri priviți de sus apar aşezați în vârfurile unui paralelogram şi, în caz particular, în vârfurile unui romb. Deseori această aşezare este numită aşezare „în pătrat". Pentru ca în vederea de sus cilindrii să fie în

vârfurile unui pătrat, ceea ce face motorul foarte compact, cilindrii trebuie aşezaţi vertical paraleli între ei şi motorul trebuie să aibă doi arbori, ca într-o construcţie a firmei United Stirling AG [53].

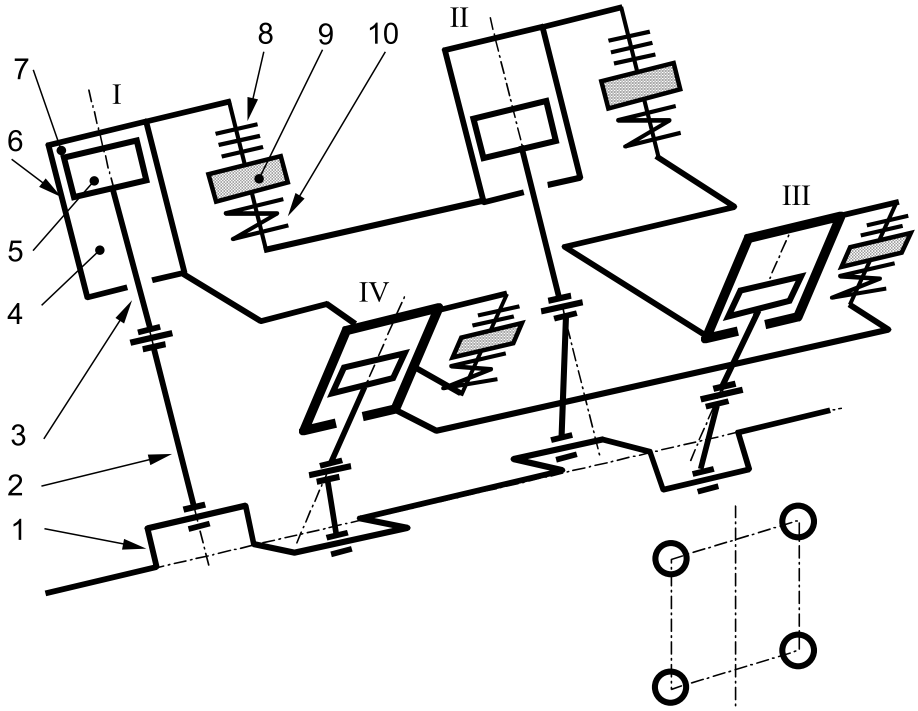


Fig. 5.17. Motor Stirling cu pistoane cu dublă acţiune, cu cilindrii aşezaţi în V şi cu mecanisme bielă - manivelă: 1 - arbore cotit; 2 - bielă; 3 - tijă; 4 - cameră de comprimare; 5 - piston; 6 - cilindru; 7 - cameră de destindere; 8 - încălzitor; 9 - regenerator; 10 - răcitor

5.3.1.2.4. Motoare Stirling cu pistoane cu dublă acţiune şi cu mecanism motor cu placă înclinată

Pentru motoarele Stirling cu pistoane cu dublă acţiune cu 4 cilindri aşezaţi „în pătrat“, dar şi pentru motoarele Stirling cu dublă acţiune cu mai mult de 4 cilindri distribuiţi echidistant pe o circumferinţă, General Motors şi Ford, iar mai târziu Philips, au pus la punct un mecanism motor cu placă înclinată (fig. 5.18).

Motoarele Stirling cu pistoane cu dublă acţiune cu mecanism cu placă înclinată pot fi încălzite direct de la o cameră de ardere sau pot fi încălzite indirect, cu aducerea căldurii prin tuburi termice de la un acumulator de căldură, ca în variantele constructive Philips [29].

Iniţial, această variantă constructivă de motor Stirling a fost dezvoltată pentru motorizarea autovehiculelor. Prin folosirea ca sursă de căldură a unui reactor în care se oxidează metale, motorul Stirling cu placă înclinată s-a dovedit foarte potrivit ca motor pentru acţionarea torpilelor [53].

Principalele avantaje ale acestei variante constructive sunt dimensiunile de gabarit mici, echilibrarea bună şi numărul mai mic de piese componente în comparaţie cu alte scheme constructive.

Ca dezavantaj se menționează pierderile mecanice din mecanismul cu placă înclinată, pierderi care - cu toate lucrările de optimizare realizate de constructor - se situează în jurul a 10% din energia produsă.

Astfel de motoare Stirling au fost construite cu 6 cilindri (General Motors) sau cu 4 cilindri (Philips).

În legătură cu mecanismul motor cu placă înclinată trebuie arătat că placa poate fi fixată pe arbore (caz în care este vorba de o placă înclinată propriu-zisă) sau placa poate oscila, modificându-se unghiul pe care îl face cu un plan perpendicular pe arbore (caz în care placa este numită disc oscilant). În ultimul caz puterea motorului Stirling variază cu unghiul de înclinare a plăcii.

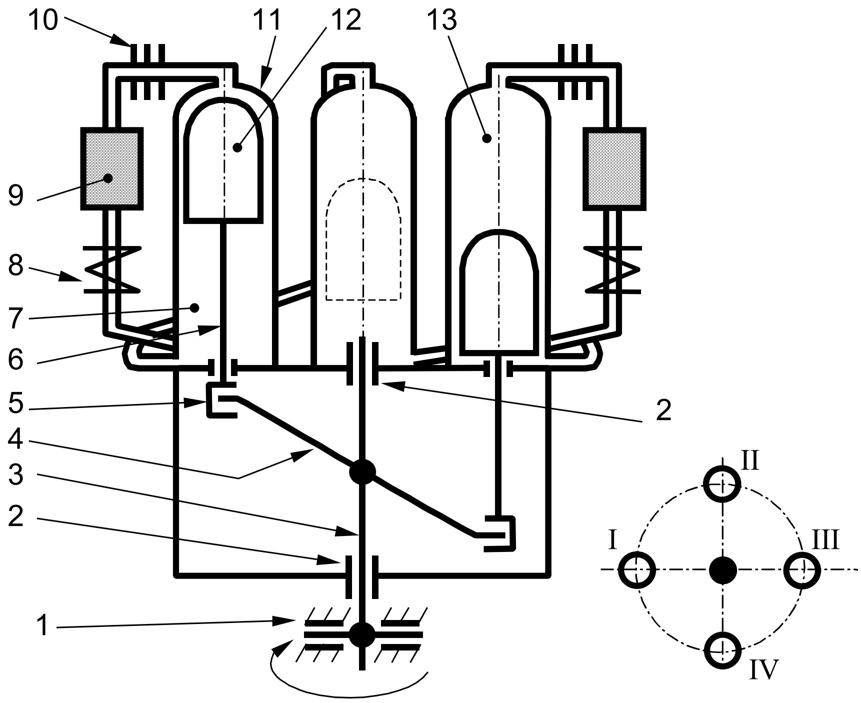


Fig. 5.18. Schema unui motor Stirling cu pistoane cu dublă acțiune cu mecanism cu placă înclinată: 1 - lagăr axial; 2 - lagăr radial; 3 - arbore; 4 - placă înclinată; 5 - falcă dublă; 6 - tija pistonului; 7 - cameră de comprimare; 8 - răcitor; 9 - regenerator; 10 - încălzitor; 11 - cilindru; 12 - piston; 13 - cameră de destindere

Pe schema din fig. 5.18 se observă că cilindrii 11 sunt amplasați în jurul arborelui drept 3. Arborele se sprijină pe lagărul axial 1 şi pe lagărele radiale 2. Pe arbore este fixată placa înclinată 4. Marginea plăcii înclinate intră între fălcile 5 cu care se termină tijele 6 ale pistoanelor 12. Fiecare piston 12 delimitează în câte unul din cilindrii 11 o cameră de comprimare 7 şi o cameră de destindere 13. În fig. 5.18 nu au fost reprezentate lagărele în care se deplasează părțile inferioare ale pistoanelor.

Schimbătorul de căldură încălzitor 10 este plasat în capul motorului iar schimbătorul de căldură răcitor 8 şi regeneratorul 9 (care formează un bloc comun) sunt amplasate în exteriorul circumferinței pe care se află axele cilindrilor.

5.3.1.2.5. Motoare Stirling cu pistoane cu dublă acţiune şi cu cilindrii aşezaţi în stea

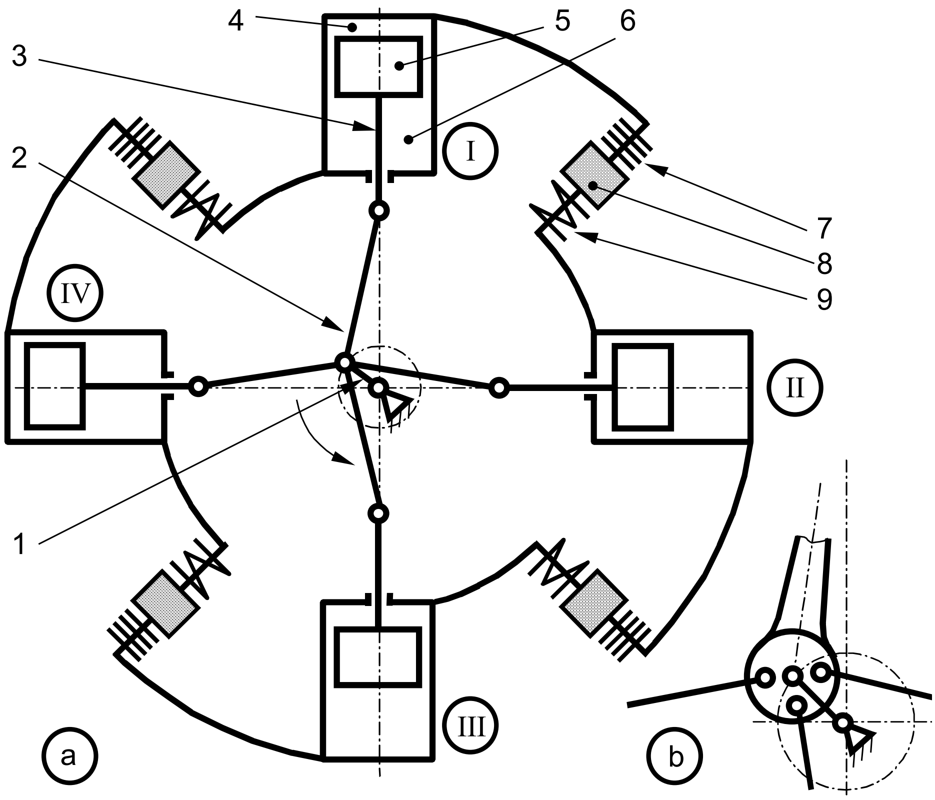


Fig. 5.19. Motor Stirling cu pistoane cu dublă acţiune şi cu cilindrii aşezaţi în stea: 1 - arbore cotit; 2 - bielă; 3 - tija pistonului; 4 - cameră de destindere; 5 - piston; 6 - cameră de comprimare; 7 - încălzitor; 8 - regenerator; 9 - răcitor; a - motor în stea cu bielele pe un singur maneton; b - motor în stea cu mecanism cu bielă şi bielete

Experienţa constructorilor de motoare cu ardere internă cu cilindri în stea pentru aviaţie poate fi uşor transferată construcţiei de motoare Stirling.

Se obţin astfel variante de motoare Stirling cu pistoane cu dublă acţiune care diferă între ele prin numărul cilindrilor şi prin mecanismul motor. Mecanismele motoare pot fi de tip bielă-manivelă cu toate bielele articulate pe un maneton (fig. 5.19 - a) sau cu bielă principală şi bielete (fig. 5.19 - b).

Schema din fig. 5.19 - a prezintă un motor Stirling cu pistoane cu dublă acţiune şi cu un arbore 1 cu un cot pe al cărui maneton se află toate cele patru biele 2 (montate alăturat sau în furculiţă).

Ca la toate motoarele Stirling cu pistoane cu dublă acţiune, şi la motorul cu cilindrii aşezaţi în stea ciclul termodinamic din fiecare monocilindru funcţional se desfăşoară în câte doi cilindri. Motorul Stirling din fig. 5.19 este compus din următorii monocilindri funcţionali:

I D - II C;
II D - III C;
III D - IV C;
IV D - I C.

Trebuie observat că motorul Stirling cu cilindrii în stea prezentat mai sus reprezintă compunerea a două motoare Stirling cu cilindrii în V montate în opoziție, unghiul dintre cilindri fiind $\pi/2$.

5.3.1.2.6. Motoare Stirling cu pistoane cu dublă acțiune cu mecanism motor de tip Balandin

Mecanismul motor Balandin [4], [19] este cunoscut şi sub numele impropriu din punct de vedere structural de „mecanism fără biele“, deoarece în construcția mecanismului bielele sunt înlocuite printr-o piesă asemănătoare din punct de vedere constructiv cu un arbore cotit (piesă care îndeplineşte şi rolul bielei).

Pe motoarele cu mecanism Balandin arborele este format din trei părți separate: două manivele laterale, între care se plasează o piesă care din punct de vedere constructiv arată ca un arbore cu două coturi. Fusurile paliere ale acestui arbore sunt aşezate pe extremitățile manivelelor şi nu în lagăre paliere (fig. 5.20). Se observă că cele două brațe laterale ale arborelui execută o mişcare tipică de bielă.

Mecanismul motor Balandin a fost folosit în primii ani de după cel de-al doilea război mondial pentru realizarea unor motoare cu ardere internă policilindrice foarte compacte şi cu puteri foarte mari (de ordinul a 5000 CP) pentru aviație [4].

După răspândirea pe scară largă a turbomotoarelor cu gaze (motoare cu puteri foarte mari, care au dimensiuni de gabarit reduse şi care sunt mai simple din punct de vedere al construcției mecanice) fabricarea de motoare cu ardere internă cu mecanism Balandin a încetat.

Există mai multe variante de motoare cu ardere internă cu mecanisme Balandin, care se deosebesc între ele prin numărul cilindrilor şi ca urmare prin varianta de realizare a mecanismului.

Mecanismul motor Balandin poate fi folosit şi pentru realizarea unor motoare Stirling foarte compacte. Un astfel de motor Stirling cu pistoane cu dublă acțiune şi cu cilindrii aşezați în stea este prezentat în fig. 5.20.

Motorul Stirling cu mecanism Balandin prezentat în fig. 5.20 are două perechi de cilindri 4 repartizați uniform pe patru părți ale carterului. Pistoanele 6 sunt solidarizate două câte două prin intermediul tijelor 10. La mijlocul tijelor 10 sunt plasate patine (nenominalizate în fig. 5.20) care alunecă în glisierele 9. Glisierele sunt fixate în carterul motorului. Capurile de cruce din care fac parte patinele sunt articulate în punctele A şi B la extremitățile brațului lung al arborelui cotit intermediar 12.

Brațele laterale ale arborelui 12 au lungimea jumătate din lungimea brațului central şi se termină cu fusuri prin care arborele este cuplat cu manivelele 8. Glisierele 9 împreună cu arborele intermediar 12 determină mişcarea alternativă de translație a tijelor 10 dintre pistoane şi deci determină şi mişcarea pistoanelor solidare cu tijele. Două pistoane se deplasează în cei doi cilindri verticali iar celelalte două pistoane în cilindrii orizontali.

În fig. 5.20 se observă că planele în care se deplasează tijele ce

solidarizează pistoanele sunt decalate în lungul axei longitudinale a motorului (în lungul axei de rotație), astfel că mişcările tijelor nu se stânjenesc reciproc. Această decalare a axelor nu schimbă caracterul de mecanism plan al mecanismului Balandin, deoarece toate părțile mobile se mişcă în plane paralele între ele. Prin construcție raza manivelelor este egală cu jumătate din lungimea brațului central al arborelui cotit (OC = AB / 2 = BC = AC = r). Se demonstrează uşor că mijlocul brațului central al arborelui cotit se deplasează pe un cerc de rază r. Se observă că fusurile terminale ale arborelui 12 execută simultan o mişcare de rotație în jurul axelor proprii şi o mişcare de rotație în jurul axei OO, împreună cu lagărele din manivelele 8, rotind astfel manivelele, cărora le transmit momentul motor.

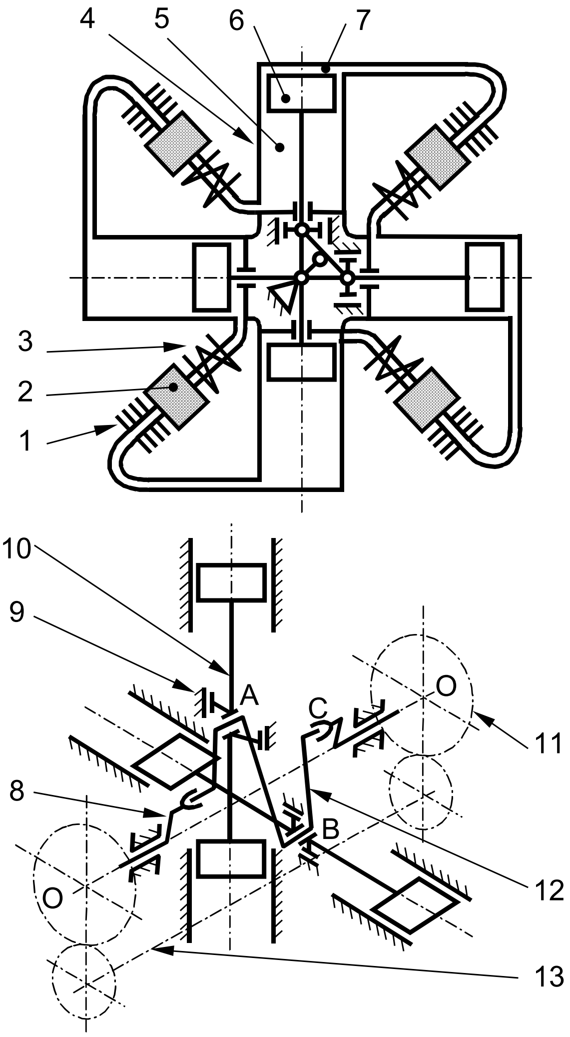


Fig. 2.20. Motor Stirling cu pistoane cu dublă acțiune şi cu mecanism motor Balandin: 1 - încălzitor; 2 - regenerator; 3 - răcitor; 4 - cilindru; 5 - cameră de comprimare; 6 - piston; 7 - cameră de destindere; 8 - manivelă; 9 - glisiere; 10 - tija care solidarizează pistoanele opuse; 11 - roți dințate pentru sincronizare; 12 - arbore cotit; 13 - arbore de sincronizare

Pozițiile manivelelor 8 una în raport cu cealaltă şi sincronizarea rotirii lor se realizează cu ajutorul arborelui de sincronizare 13, prin intermediul roților dințate 11. Totodată, arborele 13 transmite momentul motor de la manivela liberă la manivela prin care puterea motorului este transmisă la utilizare.

5.3.2. Motoare Stirling de tip „beta"

5.3.2.1. Motorul Stirling monocilindric cu mecanism romboidal

Primul care a folosit mecanismul motor romboidal în construcția motorului Stirling a fost R.J. Meijer [30] de la firma Philips. În prezent Meijer este considerat inventatorul mecanismului romboidal [16].

Sub forma sa generală, un mecanism romboidal (fig. 5.21 - c) are doi arbori cotiți 14 care se rotesc în sensuri opuse. Arborii cotiți sunt legați între ei prin intermediul roților dințate de sincronizare 15. Sensurile de rotație a roților dințate se aleg astfel ca să se asigure realizarea corectă a ciclului termodinamic (comprimarea să aibă loc atunci când agentul de lucru se află în camera dintre pistoane iar destinderea atunci când agentul se află în spațiul dintre pistonul împingător şi chiulasă). Pistonul de lucru şi cel împingător sunt prevăzute cu tijele 10 şi 12, tije fixate pe jugurile superior 16 şi inferior 17. Extremitățile jugurilor sunt articulate cu picioarele bielelor 13.

Motoarele Stirling realizate după schemele din fig. 5.21 sunt de tip „beta". Pistonul de lucru preia sarcina mecanică a motorului şi prin poziția sa determină volumul spațiului de lucru al motorului. Pistonul împingător preia sarcina termică a motorului iar prin poziția sa determină distribuția masei de agent de lucru în camerele motorului.

Mecanismul romboidal este simetric față de axa cilindrului. În compunerea sa intră patru mecanisme bielă - manivelă dezaxate cuplate cinematic între ele. Pentru ca pistonul împingător să asigure împărțirea spațiului de lucru în volumul camerei de comprimare şi volumul camerei de destindere în concordanță cu cerințele ciclului termodinamic este necesar ca mecanismele bielă - manivelă să aibă dezaxări mari. Ca urmare se măresc unghiurile de înclinare a bielelor față de axa cilindrului şi o dată cu acestea cresc şi amplitudinile forțelor perpendiculare pe axa cilindrului. Mecanismul romboidal simetric asigură echilibrarea acestor forțe în interiorul său, astfel că acestea nu se transmit cuplului piston - cilindru. Dacă forțele perpendiculare pe axa cilindrului nu s-ar fi echilibrat în mecanism, pentru descărcarea cuplului piston - cilindru ar fi trebuit să se introducă articulații cu cap de cruce şi patinele respective.

Echilibrarea mecanică cea mai bună (realizată atunci când rezultanta forțelor de inerție ale maselor cu mişcare neuniformă - de rotație sau de translație - precum şi momentele rezultante ale acestor forțe sunt nule sau cât mai mici) se obține la mecanismul romboidal simetric (fig. 5.21 - c). Se demonstrează că echilibrarea forțelor de inerție ale maselor cu mişcare de rotație se poate obține cu ajutorul unor contragreutăți montate pe prelungirile brațelor arborilor cotiți şi că pentru echilibrarea acțiunii forțelor de inerție ale maselor cu mişcare de translație este suficient ca masele aflate în mişcare de translație împreună cu pistonul împingător să fie egale cu masele aflate în mişcare de translație cu pistonul motor. Fiecare din aceste mase este compusă din masa pistonului, din masele tijei şi jugului corespunzător şi din fracțiunile din masele bielelor repartizate în picioarele bielelor (în articulațiile cu jugurile).

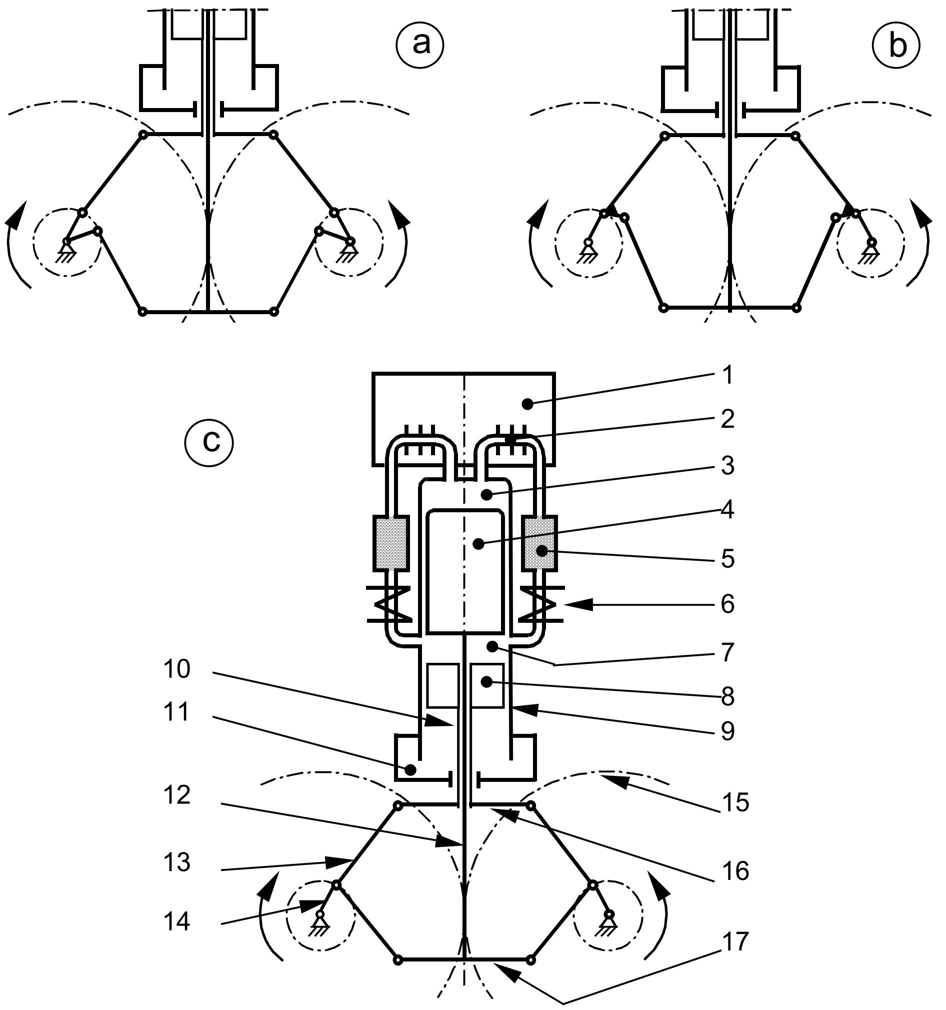


Fig. 5.21. Scheme cinematice de motoare Stirling cu mecanism romboidal: a - cu doi arbori cotiți cu câte două coturi; b - cu mecanism motor cu bieletă pentru pistonul împingător; c - cu mecanism motor romboidal simetric; 1 - cameră de ardere; 2 - încălzitor; 3 - cameră de destindere; 4 - piston împingător; 5 - regenerator; 6 - răcitor; 7 - cameră de comprimare; 8 - piston de lucru (motor); 9 - cilindru; 10 - tija pistonului de lucru; 11 - cameră de amortizare; 12 - tija pistonului împingător; 13 - bielă; 14 - arbore cotit; 15 - angrenaj de sincronizare; 16 - jug superior; 17 - jug inferior

Pe motoarele Stirling pistonul împingător are o masă mult mai mare decât pistonul de lucru. Ca urmare, mecanismul romboidal cu biele şi bielete (fig. 5.21 - b), la care pistonul de lucru este cuplat cu biela iar pistonul împingător cu bieleta (cu masă mai mică), reprezintă o soluție constructivă care se apropie în mod natural de condiția de echilibrare.

În prezent se foloseşte numai mecanismul romboidal simetric, care, având mai puține părți componente distincte, este mai uşor de construit.

5.3.2.2. Motoare Stirling policilindrice cu mecanisme romboidale simetrice

Pe baza monocilindrului Stirling cu mecanism romboidal analizat în subcapitolul 5.3.2.1 se pot construi motoare policilindrice. Operațiunea se realizează prin alăturarea monocilindrilor în paralel, în lungul unei perechi de arbori cotiți cu mai multe coturi.

Pentru realizarea unui motor Stirling policilindric cu mecanisme romboidale trebuie aleasă schema de aşezare a cilindrilor în spațiu şi numărul şi pozițiile coturilor arborilor cotiți, astfel încât să fie îndeplinite următoarele condiții:

● toți monocilindrii Stirling cu mecanism romboidal folosiți în compunerea motorului policilindric să fie identici;

● procesele din cilindri să fie uniform distribuite în timp (condiție echivalentă distribuției uniforme a aprinderilor la un motor cu ardere internă policilindric;

● încărcarea mecanică a arborilor cotiți să fie cât mai uniformă, cerință care se îndeplineşte prin alegerea succesiunii proceselor din cilindrii motorului astfel ca punctele moarte interioare consecutive ale pistoanelor motoare (în apropierea cărora presiunile agentului de lucru au valorile maxime) să se producă în cilindri cât mai depărtați unul de celălalt în lungul motorului;

● schema de aşezare a cilindrilor şi a coturilor arborilor să conducă la o echilibrare cât mai bună a forțelor de inerție ale maselor cu mişcare de rotație şi ale maselor cu mişcare de translație ale mecanismului, precum şi a momentelor acestor forțe, pe cât posibil în mod natural în motor şi fără folosirea de contragreutăți de echilibrare; evident, această condiție dispare dacă monocilindrii folosiți în compunerea motorului monocilindric sunt complet echilibrați prin construcția lor.

Plecând de la particularitățile constructive ale monocilindrului Stirling cu mecanism romboidal simetric se constată că se poate îndeplini majoritatea condițiilor şi se pot construi motoare Stirling policilindrice cu mecanisme romboidale după toate schemele mecanice cunoscute pentru construcția motoarelor cu ardere internă în doi timpi policilindrice, deoarece ambele tipuri de motoare cu piston au aceeaşi perioadă a ciclului motor (2π) [19], [49].

Dintre schemele posibile de realizare a motoarelor Stirling policilindrice cu mecanisme romboidale în practică au fost folosite numai schemele cu patru cilindri în linie sau cu patru cilindri în opoziție. Schema constructivă cu patru cilindri în linie (fig. 5.22 - a şi b) a fost folosită de firmele Philips şi United Stirling A.B. la motoare pentru autovehicule [33], iar după schema cu patru cilindri în opoziție (fig. 5.22 - c) firma Philips a construit motoare Stirling navale [53].

În fig. 5.22 - a şi b este prezentată schema constructivă a unui motor Stirling cu mecanisme romboidale cu patru cilindri în linie. Se observă aşezarea cilindrilor în linie şi prezența celor doi arbori cotiți şi a roților dințate de sincronizare specifice mecanismului romboidal. Arborii cotiți au coturile decalate între ele cu unghiul $\pi/2$ (arborii sunt „în cruce“), ceea ce asigură succesiunea uniformă a proceselor din cilindri, în ordinea I-II-III-IV. Pe prelungirile brațelor coturilor arborilor se montează contragreutăți - nefigurate pe fig. 5.22 - a - pentru echilibrarea forțelor centrifuge de inerție ale maselor cu mişcare de rotație (deci coturile sunt descărcate de acțiunea forțelor centrifuge).

Motorul Stirling cu mecanisme romboidale cu patru cilindri aşezați în opoziție (fig. 5.22 - c) are acelaşi tip de arbore ca motorul Stirling cu mecanisme

romboidale cu patru cilindri în linie. Ca urmare a aşezării cilindrilor în opoziție succesiunea proceselor din motor se face în ordinea I-III-IV-II.

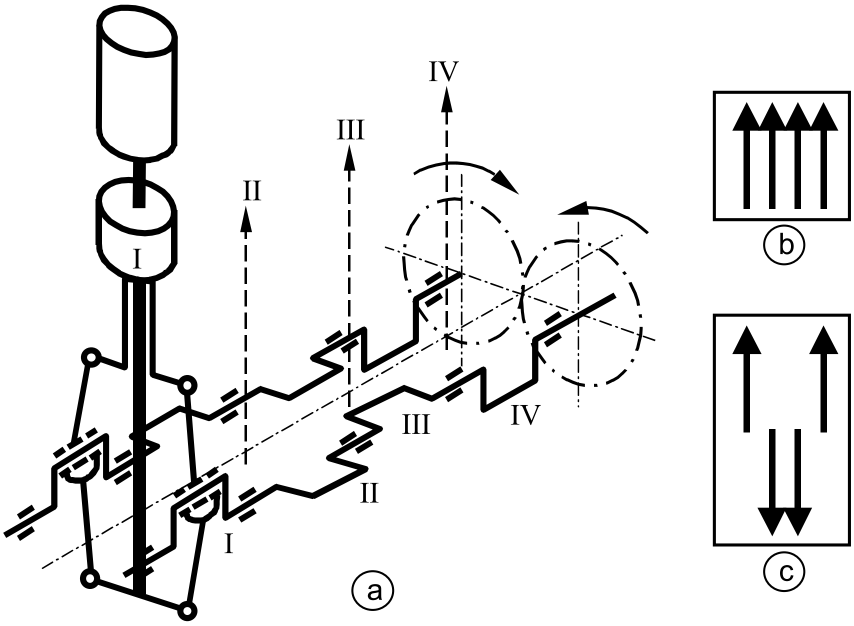


Fig. 5.22. Scheme de motoare Stirling policilindrice cu mecanisme romboidale: a - motor cu 4 cilindri în linie; b - aşezarea cilindrilor în linie; c - aşezarea cilindrilor în opoziție

5.3.2.3. Motoare Stirling de tip „beta" cu mecanism manivelă - bielă - balansier

Unul din primele mecanisme motoare ale motoarelor Stirling de tip „beta" (cu pistonul motor şi pistonul împingător coaxiale şi amplasate în acelaşi cilindru) din perioada modernă este mecanismul manivelă - bielă - balansier. Motoare Stirling cu acest mecanism au fost construite în laboratoarele firmei Philips începând cu anul 1938 de către H. Rinia şi F.L. van Weenen [16]. Motoarele Stirling cu mecanism manivelă - bielă - balansier, cunoscute în literatura de specialitate sub numele de motoare Rinia, au fost construite cu puteri mai mici de 1 kW, fiind destinate alimentării radioreceptoarelor [37], [39], [59].

Motoarele Rinia foloseau ca agent de lucru aer sub presiune şi, ca urmare, în construcția lor a fost introdus şi un compresor cu piston. Această particularitate constructivă a condus la necesitatea ca mecanismul motor să antreneze şi compresorul, pe lângă funcțiile obişnuite în cadrul motorului Stirling.

Schema constructivă a unui motor Stirling cu mecanism manivelă - bielă - balansier este prezentată în fig. 5.23.

În construcția motorului se regăsesc componentele specifice unui motor Stirling de tip „beta" - cilindrul 15 în care pistoanele motor 16 şi împingător 13 delimitează camerele de comprimare 14 şi de destindere 12 - precum şi cele trei schimbătoare de căldură (răcitorul 9, regeneratorul 10 şi încălzitorul 11). Elementele constructive specifice - nou introduse - sunt compresorul cu piston 4

amplasat pe un perete al carterului 20 al motorului şi mecanismul motor manivelă - bielă - balansier.

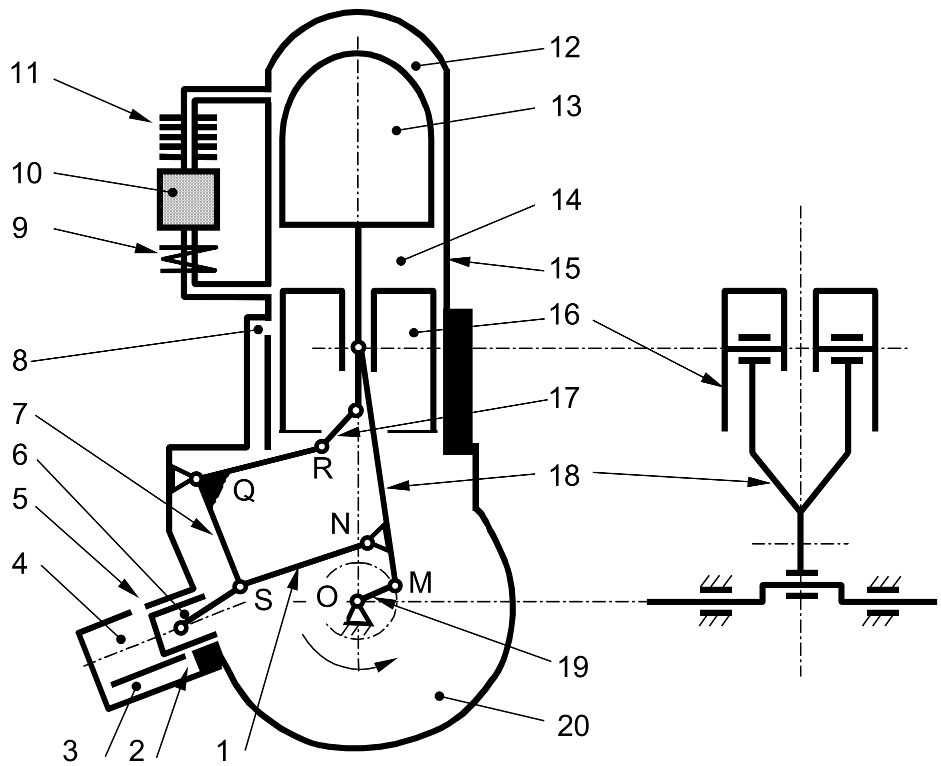


Fig. 5.23. Schema unui motor Stirling de tip „beta“ cu mecanism motor cu balansier (tip Rinia - van Weenen): 1 - tija ce leagă balansierul de biela pistonului motor; 2 - fereastră între compresor şi carter; 3 - canal între compresor şi carter; 4 - compresor; 5 - fereastră de aspirație; 6 - pistonul compresorului; 7 - balansier; 8 - canal între carter şi camera de comprimare; 9 - răcitor; 10 - regenerator; 11 - încălzitor; 12 - camera de destindere; 13 - piston împingător; 14 - camera de comprimare; 15 - cilindru; 16 - piston motor; 17 - biela pistonului împingător; 18 - biela pistonului motor (în furculiță); 19 - arbore cotit; 20 - carter

În construcția mecanismului se află arborele cotit 19 cu un singur cot, pe a cărui fus maneton este prinsă biela 18 a pistonului motor (bielă cu piciorul în furculiță), balansierul 7 care oscilează în jurul axului Q amplasat pe peretele carterului şi tijele 1 şi 17, articulate cu câte un capăt la extremitățile balansierului în punctele S şi R. Tija 1 are celălalt capăt N articulat pe biela 18 a pistonului motor. Tija 17 este articulată cu pistonul împingător 13 şi îndeplineşte funcția de bielă pentru mecanismul acestui piston. În articulația S din extremitatea inferioară a balansierului 7 este cuplată biela pistonului 6 al compresorului cu piston 4.

Specific motorului Stirling analizat este canalul 8 de comunicație între carter şi camera de comprimare. Canalul 8 este practicat în peretele cilindrului şi se termină cu o fereastră controlată de pistonul motor. Agentul de lucru - aerul -

este admis în cilindrul compresorului 4 printr-o fereastră de aspiraţie 5 şi, după ce a fost comprimat până la o presiune de peste 5 bar, trece prin canalul 3 din peretele cilindrului compresorului şi prin fereastra de refulare 2, ajungând în carter. Circulaţia agentului de lucru prin compresor este controlată de pistonul compresorului, care îndeplineşte şi funcţia de sertar, deschizând ferestrele la momente potrivite. La sfârşitul procesului de destindere, când presiunea în spaţiul de lucru al motorului Stirling este minimă, se deschide comunicaţia între carter şi spaţiul de comprimare. Soluţia adoptată asigură completarea ciclică a masei de agent din spaţiul de lucru al motorului, compensându-se astfel pierderile prin neetanşeităţi. Totodată, astfel se simplifică rezolvarea constructivă a problemei etanşării tijei pistonului împingător.

Se observă că pistonul împingător 13 primeşte mişcarea de la biela mecanismului pistonului motor, prin intermediul tijei 1 şi a balansierului 7, ceea ce îi asigură o lege de mişcare corelată cu legea de mişcare a pistonului motor, lege convenabilă pentru realizarea practică a ciclului termodinamic Stirling. Acest mod de antrenare a pistonului împingător conferă mecanismului motor în ansamblul său denumirea compusă de mecanism manivelă - bielă - balansier.

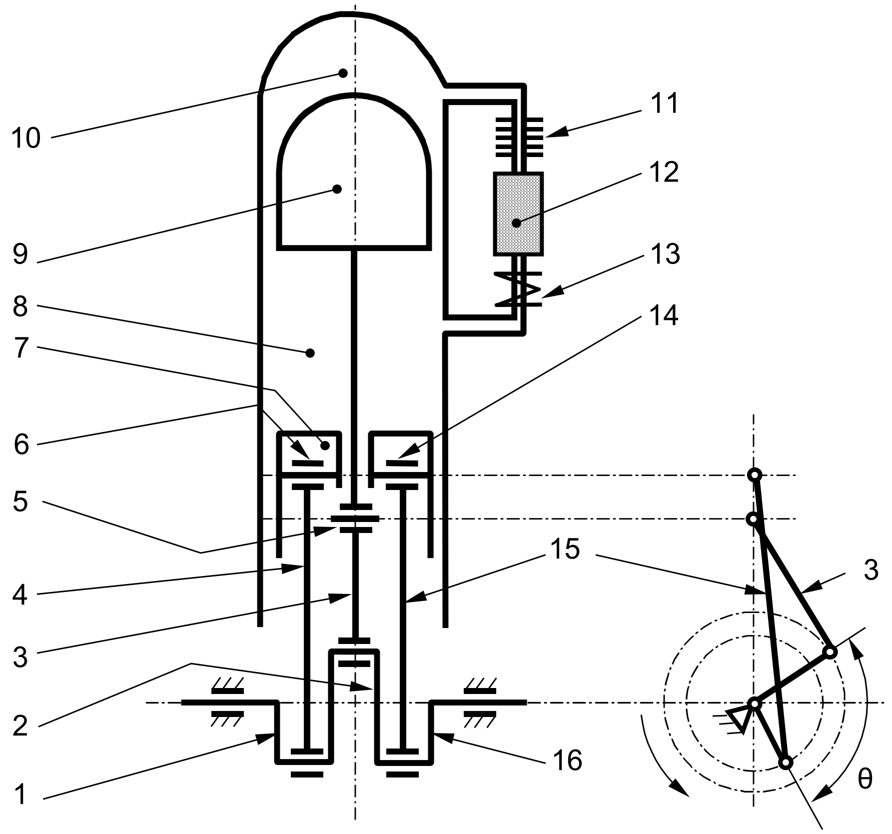


Fig. 5.24. Motor Stirling de tip „beta“ cu mecanism motor compus din trei mecanisme bielă - manivelă: 1 şi 16 - coturi laterale; 2 - cot central; 3 - biela pistonului împingător; 4 şi 15 - bielele pistonului motor; 5, 6 şi 14 - bolţuri; 7 - pistonul motor; 8 - camera de comprimare; 9 - pistonul împingător; 10 - camera de destindere; 11 - încălzitor; 12 - regenerator; 13 - răcitor

5.3.2.4. Motoare Stirling de tip „beta“ cu mecanism motor compus din trei mecanisme bielă - manivelă

Motoarele Stirling de tip „beta“ se pot construi cu mecanisme motoare compuse din trei mecanisme bielă - manivelă (fig. 5.24). Motorul are un singur arbore cotit, cu un cot central 2 flancat de două coturi plasate sub un unghi de defazaj θ înaintea cotului central. Cotul central deplasează pistonul împingător prin intermediul bielei 3. Bielele 4 şi 15 sunt identice şi conectează coturile laterale 1 şi 16 cu pistonul motor 7. Construcția cu două mecanisme bielă - manivelă plasate simetric față de axa cilindrului şi care acționează amândouă un singur piston asigură echilibrarea dinamică a maşinii.

Mecanismul cu arbore cu trei coturi a fost folosit de firma Philips pe unele din primele ei motoare Stirling [16].

5.3.2.5. Motorul Stirling cu cilindree variabilă sub sarcină

Motorul cu cilindree variabilă sub sarcină (fig. 5.25) [18], [23] reprezintă o contribuție românească la dezvoltarea schemelor constructive ale motoarelor Stirling, soluția constructivă fiind recunoscută prin Brevetul de invenție RO 95964.

Conform schemei din fig. 5.25 o unitate funcțională (echivalentă din punct de vedere termodinamic unui monocilindru de motor cu ardere internă) de motor Stirling de tip „beta“ cu cilindree variabilă are în compunerea sa un cilindru 16, trei schimbătoare de căldură şi un mecanism motor. În cilindru se află un piston împingător 21 şi un piston de lucru 17. Cele două pistoane delimitează în cilindru o cameră de destindere 22 şi o cameră de comprimare 18. Schimbătorul de căldură încălzitor 23 este format dintr-un fascicul de țevi metalice subțiri care pornesc din camera de destindere 22, trec prin camera de ardere 24 şi ajung în regeneratorul 20. Regeneratorul este amplasat în jurul cilindrului şi are în interior o masă de acumulare a căldurii, de cele mai multe ori formată din straturi de plasă metalică. Schimbătorul de căldură răcitor 19 este compus dintr-un fascicul de țevi răcite la exterior cu apă şi face legătura dintre regenerator şi camera de comprimare 18.

Prin deplasarea pistonului motor se realizează variația volumului ocupat de agentul de lucru în motor, deci se realizează procesele de comprimare şi de destindere. Pistonul împingător deplasează agentul dintr-o cameră în cealaltă, punându-l în contact alternativ cu sursa caldă şi cu sursa rece.

Mecanismul motor îndeplineşte funcțiile obişnuite pentru mecanismele motoarelor Stirling (transformă mişcarea de translație a pistonului motor în mişcare de rotație a arborilor cotiți şi asigură mişcarea pistonului împingător în corelație cu mişcarea pistonului motor) şi, în plus, realizează, la comandă din exterior, variația cilindreei motorului.

Pentru realizarea acestor funcții în compunerea mecanismului motor se află doi arbori cotiți 9, bielele inferioare 5 articulate la extremitățile jugului inferior 1, bielele superioare 11 articulate la extremitățile jugului superior 12, tija 2 care leagă pistonul împingător de jugul inferior şi tija 13 care leagă pistonul motor de jugul superior, tijă realizată sub forma unui tub, pentru a permite trecerea tijei pistonului împingător. Sincronizarea rotației arborilor cotiți se face prin intermediul unui angrenaj 14.

În compunerea mecanismului motor intră şi piesele care realizează variația volumului camerei de comprimare. Piesele principale sunt fermele triunghiulare 10, care au un vârf articulat pe manetonul arborelui cotit 9, un vârf articulat cu capul bielei superioare 11 şi al treilea vârf articulat cu un capăt al barei balansier 7.

Celălalt capăt al barei balansier 7 este articulat cu capătul barei de reglare 6. Bara de reglare 6 are celălalt capăt articulat într-un punct fix de pe pereții carterului. Se observă că în această construcție pistonul motor este conectat la arborele cotit 9 prin intermediul unui mecanism patrulater plan manivelă - balansier.

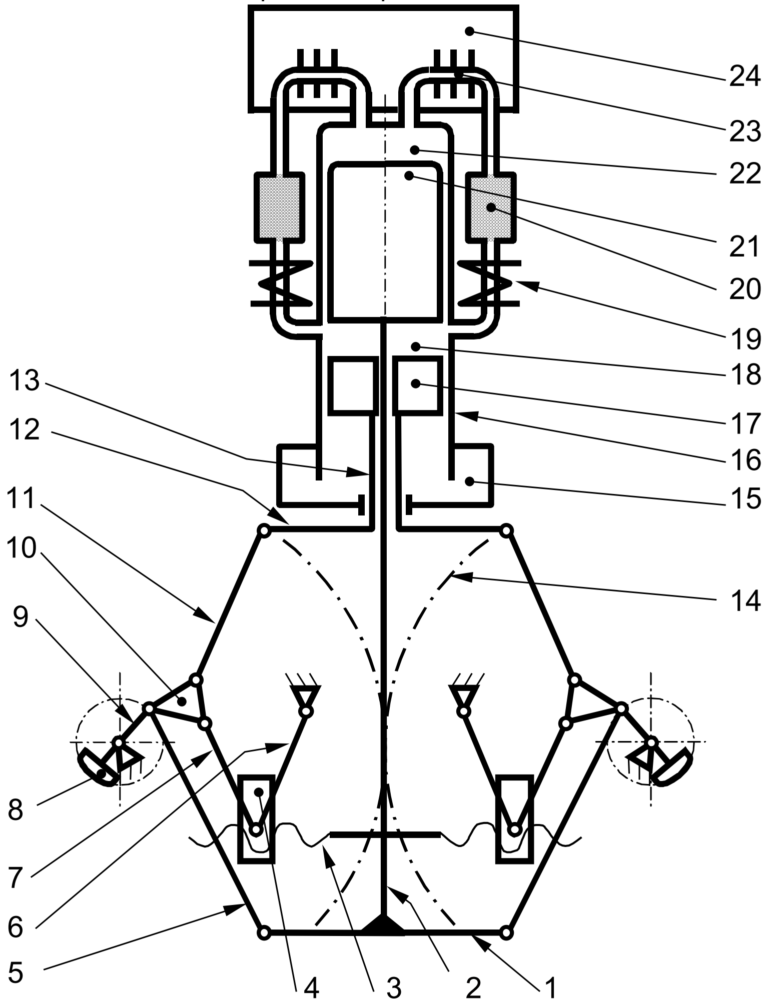


Fig. 2.25. Schema motorului Stirling cu cilindree variabilă conform invenției RO 95964: 1 - jug inferior (al mecanismului pistonului împingător); 2 - tija pistonului împingător; 3 - şurub cu o porțiune filetată spre stânga şi cu o porțiune filetată spre dreapta; 4 - piuliță; 5 - bielă inferioară (a mecanismului pistonului împingător); 6 - bară de reglare; 7 - bară balansier; 8 - contragreutate; 9 - arbore cotit; 10 - fermă triunghiulară; 11 - bielă superioară (a mecanismului pistonului motor); 12 - jug superior (al mecanismului pistonului motor); 13 - tija pistonului motor; 14 - angrenaj de sincronizare; 15 - cameră de amortizare; 16 - cilindru; 17 - piston motor; 18 - cameră de comprimare; 19 - răcitor; 20 - regenerator; 21 - piston împingător; 22 - cameră de destindere; 23 - încălzitor; 24 - cameră de ardere

Deplasarea punctului de articulație dintre barele 6 şi 7 se face prin intermediul piulițelor 4 cu ajutorul şurubului 3, care are două porțiuni de filet filetate una stânga şi alta dreapta, pentru ca prin rotire acesta să deplaseze simultan, în sensuri opuse, cele două piulițe. Ca urmare a deformării mecanismului patrulater vârful fermei triunghiulare ataşat bielei 11 îşi schimbă legea de mişcare şi în consecință se modifică şi legea de deplasare a piciorului bielei şi a pistonului. Pentru diferite poziții ale unghiului de reglare se obțin diferite poziții ale punctelor moarte ale pistonului motor.

Deplasarea punctului mort exterior al pistonului motor echivalează cu variația volumului spațiului de lucru al motorului. Deoarece mecanismul pistonului împingător este independent de mecanismul de reglare, volumul spațiului de lucru variază numai ca efect al modificării volumului camerei de comprimare. Schimbarea formei mecanismului patrulater fiind independentă de mişcarea arborelui, reglarea se poate face în timpul funcționării motorului.

5.3.3. Motoare Stirling de tip „gama“

5.3.3.1. Introducere

Motoarele Stirling de tip „gama“ (fig. 5.8 - c) se caracterizează din punct de vedere constructiv prin amplasarea pistonului împingător într-un cilindru şi a pistonului motor în alt cilindru şi prin împărțirea camerei de comprimare în două compartimente legate în paralel şi amplasate unul în cilindrul cu pistonul motor deasupra pistonului şi celălalt în cilindrul cu pistonul împingător, sub piston. Pistonul motor (rece) al unui motor Stirling de tip „gama“ este un piston cu simplă acțiune. Din punct de vedere funcțional motorul Stirling de tip „gama“ se comportă asemănător motorului de tip „beta“.

Ca urmare a asemănării constructive cu motoarele de tip „alfa“, toate mecanismele motoare care sunt folosite pentru motoare Stirling de tip „alfa“ se potrivesc şi la motoarele Stirling de tip „gama“.

Există şi situații noi, în care pentru unele scheme constructive se folosesc mecanisme care nu se întâlnesc la motoarele „alfa“. Este vorba de mecanismul motorului Stirling de tip „back to back“, brevetat în 1980 de profesorul Costa J. Rallis [36], precum şi de mecanisme cu scheme particulare - cu roți dințate eliptice sau cu came - [40] considerate ca mecanisme de perspectivă. Există şi numeroase alte variante de mecanisme a căror folosire se limitează la micromotoare Stirling construite de amatori.

5.3.3.2. Motoare Stirling de tip „gama“ - „back to back“ cu mecanism bielă - manivelă

Motorul Stirling „back to back“ („spate la spate“) este o combinație particulară a două motoare Stirling de tip „gama“, care folosesc în comun pistonul motor, care astfel devine un piston cu dublă acțiune (fig. 5.26).

În fig. 5.26 se observă că motorul Stirling „back to back“ este compus dintr-un cilindru central rece cu un piston cu dublă acțiune 4, care antrenează cotul central I al arborelui. Cilindrul central este flancat în acelaşi plan la stânga şi la dreapta de doi cilindri calzi, fiecare cu câte un piston împingător. Pistoanele împingătoare sunt acționate de la coturile exterioare II şi III ale arborelui cotit. Coturile sunt amplasate înaintea şi în urma cotului central (în raport cu sensul de rotație), astfel ca să se obțină defazajul unghiular Φ necesar între procesele din cele două motoare de tip „gama“ (pe figură $\Phi = \pi/2$).

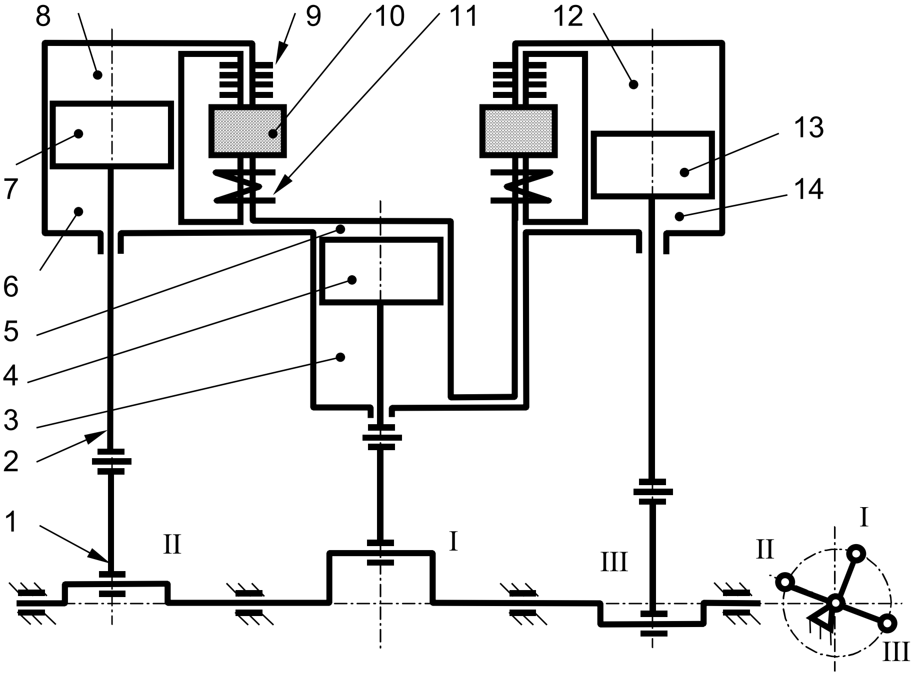


Fig. 5.26. Motor Stirling de tip „gama“ în varianta „back to back“:
1 - bielă; 2 - tijă; 3 - camera de comprimare a motorului Stirling plasat în dreapta; 4 - piston motor; 5 - camera de comprimare a motorului Stirling plasat în stânga; 6 şi 14 - camere de comprimare aflate sub pistoanele împingătoare; 7 şi 13 - pistoane împingătoare; 8 şi 12 - camere de destindere; 9 - încălzitor; 10 - regenerator; 11 - răcitor; I, II şi III - coturile arborelui

5.3.3.3. Motoare Stirling de tip „gama“ cu mecanism cu roți dințate eliptice

Multe din ideile constructorilor de motoare Stirling urmăresc crearea unor motoare cu mecanisme care să permită să se realizeze un ciclu cât mai „bun“, adică crearea unor motoare a căror diagrame indicate să se apropie cât mai mult de ciclul teoretic cu recuperarea căldurii. În acest sens trebuie privit mecanismul cu roți eliptice din fig. 5.27, mecanism desenat după o idee din [40].

Se observă că mecanismul motor are în compunerea sa doi arbori şi două mecanisme bielă - manivelă, câte unul pentru fiecare piston. Cei doi arbori cotiți 3 şi 17 sunt cuplați prin două roți dințate eliptice 1 şi 2. Pe arborele care primeşte energia produsă de motor este montat un volant 16, suficient de mare pentru ca viteza sa unghiulară de rotație să fie constantă în timpul unui ciclu. Ca urmare, roata dințată eliptică 1 imprimă roții dințate eliptice 2 şi arborelui cotit 3 o viteză unghiulară variabilă în timpul unui ciclu termodinamic. Roțile dințate eliptice sunt montate pe arbore astfel încât în perioada de timp când roata dințată 2 are viteza unghiulară mai mică pistonul împingător 7 să se afle în dreptul punctelor moarte. Staționarea mai îndelungată a pistonului împingător în apropierea punctelor moarte contribuie la mărirea cantităților de căldură transferate în încălzitor şi în răcitor, procese care teoretic se desfăşoară atunci când volumele spațiului de lucru au valori extreme.

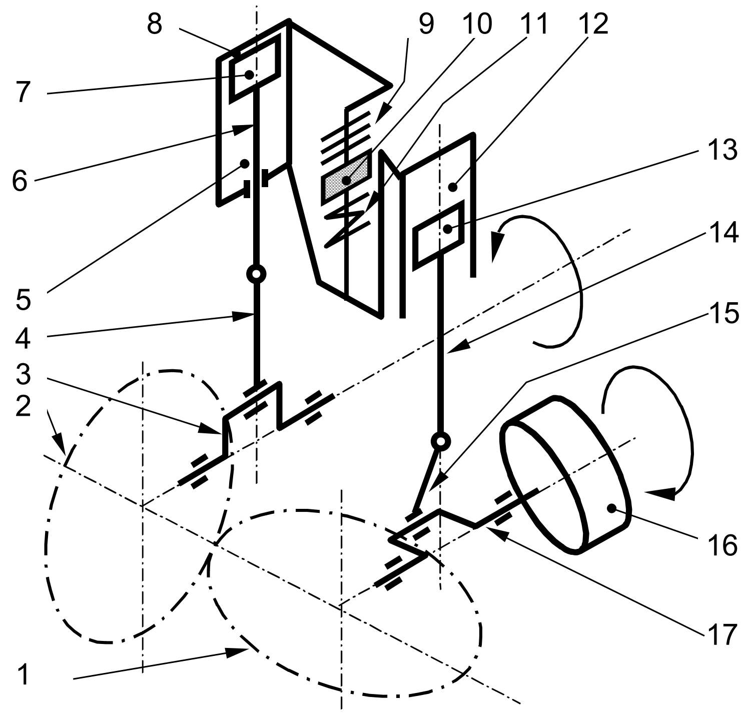


Fig. 5.27. Motor Stirling de tip „gama" cu mecanism cu roți dințate eliptice: 1 şi 2 - roți dințate eliptice; 3 şi 17 - arbori cotiți; 4 şi 15 - biele; 5 şi 12 - compartimente ale spațiului de comprimare; 6 şi 14 - tije; 7 - piston împingător; 8 - spațiu de destindere; 9 - încălzitor; 10 - regenerator; 11 - răcitor; 13 - piston motor; 16 - volant

5.3.3.4. Motoare Stirling de tip „gama" cu mecanism motor cu camă

În construcția unui motor Stirling de tip „gama" se poate folosi o camă (fig. 5.28) pentru deplasarea pistonului împingător.

Prin alegerea corectă a profilului camei legea reală de deplasare a pistonului împingător poate fi apropiată foarte mult de legea teoretică de deplasare. Folosirea camei pentru antrenarea pistonului împingător este posibilă deoarece asupra acestuia teoretic nu se exercită decât forțe de presiune mici din partea agentul de lucru, corespunzătoare ariei tijei pistonului. În realitate există o diferență de presiune între fețele pistonului împingător, cauzată de pierderile de presiune la curgerea agentului de lucru prin schimbătoarele de căldură. Oricum, pistonul împingător (şi deci şi cama) este mult mai puțin solicitat din punct de vedere mecanic decât pistonul motor.

Pentru deplasarea pistonului motor soluția cu camă este greu de folosit, pe de o parte deoarece forțele mari ce acționează asupra pistonului se transmit şi camei (rezultând pierderi prin frecare mari) şi pe de altă parte deoarece construcția profilului camei trebuie făcută astfel încât să permită transmiterea energiei mecanice de la piston la arborele pe care se află cama.

În schema din fig. 5.28 tija pistonului împingător se termină cu un tachet cu rolă 2 prin care se realizează contactul cu profilul camei 1. Pentru menținerea

contactului dintre tachet şi camă se foloseşte un arc de readucere 3 sprijinit pe un taler fixat pe tija pistonului.

Mecanismul este potrivit pentru motoare Stirling de mică putere.

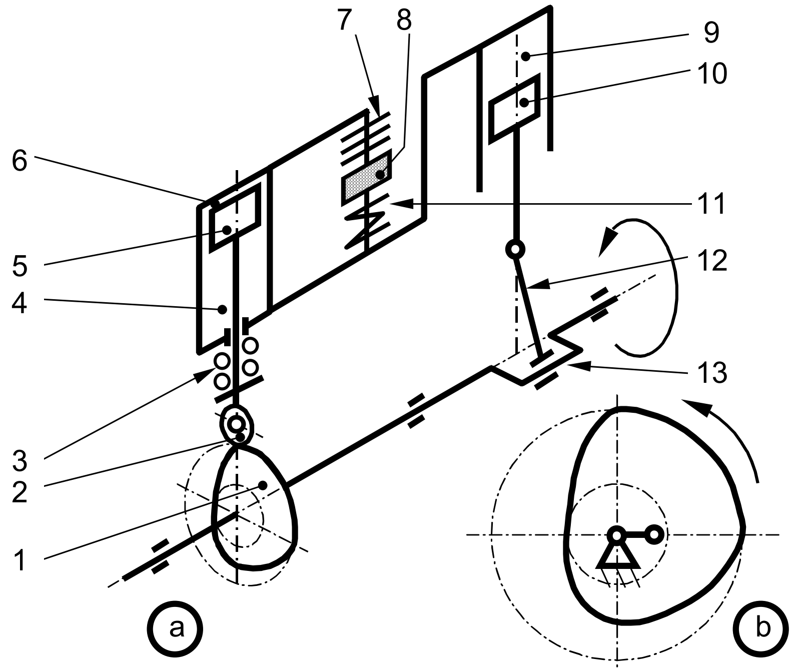


Fig. 5.28. Motor Stirling de tip „gama" cu mecanism cu camă:
a - schema motorului; b - profil posibil de camă şi poziţia arborelui cotit al pistonului motor; 1 - camă; 2 - tachet cu rolă; 3 - arc; 4 şi 9 - compartimentele camerei de comprimare; 5 - piston împingător; 6 - cameră de destindere; 7 - încălzitor; 8 - regenerator; 10 - piston motor; 11 - răcitor; 12 - bielă; 13 - arbore cotit

5.3.3.5. Motoare Stirling de tip „gama" cu două pistoane împingătoare plasate în opoziţie

Motorul Stirling de tip „gama" cu mecanism cu camă prezentat în fig. 5.29 a fost desenat după o idee din [40]. În construcţia motorului Stirling se disting doi cilindri orizontali în care se deplasează pistoanele împingătoare 9, pistoane care sunt solidarizate între ele printr-o tijă 10, şi doi cilindri verticali în care se deplasează pistoanele motoare 3. Motorul Stirling de tip „gama" din fig. 5.29 este un motor de joasă temperatură, diferenţa dintre temperaturile surselor fiind mică (de ordinul a 100 ºC). Pentru motoarele de joasă temperatură monocilindrul funcţional Stirling are de obicei cilindrii în care evoluează pistoanele de diametre diferite, mai mare fiind cilindrul cald.

Arborele cotit 1 preia lucrul mecanic produs prin deplasarea pistoanelor motoare şi îl transmite la utilizare.

Pentru deplasarea pistoanelor împingătoare, perpendicular pe mijlocul tijei de solidarizare 10 este fixată o bară de acţionare 11. Capătul liber al barei de acţionare 11 este prevăzut cu un palpator care urmăreşte profilul camei 14, profil săpat pe suprafaţa unui cilindru ce se roteşte împreună cu axul 13. Pentru ca bara

de acționare să urmărească corect profilul camei şi să execute mişcarea liniară care să ghideze mişcarea pistoanelor împingătoare în construcția mecanismului a fost introdus un arbore fix 12 care ghidează mişcarea barei 11.

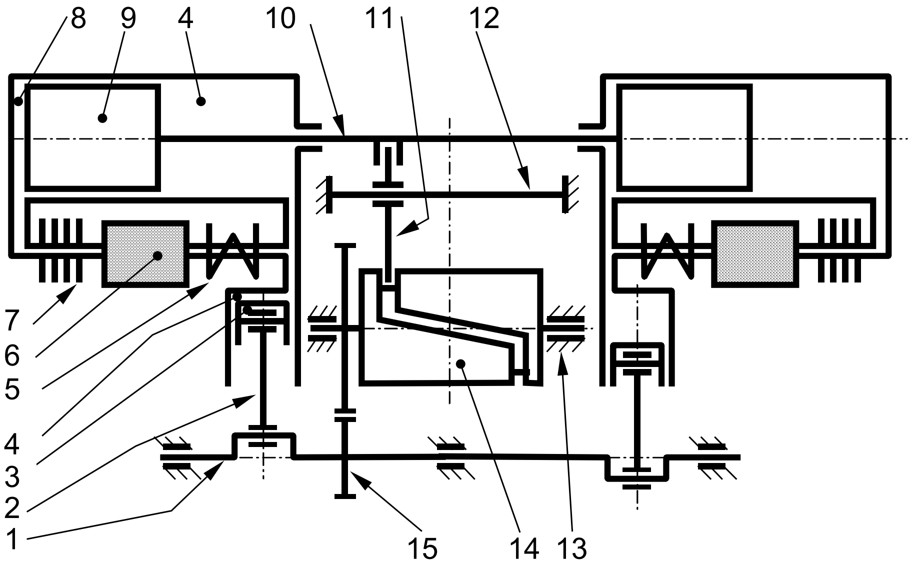


Fig. 5.29. Motor Stirling de tip „gama“ cu două pistoane împingătoare în opoziție: 1 - arbore cotit; 2 - bielă; 3 - piston motor; 4 - camere de comprimare; 5 - răcitor; 6 - regenerator; 7 - încălzitor; 8 - cameră de destindere; 9 - piston împingător; 10 - tijă; 11 - bară de comandă; 12 - ghidaj; 13 - arborele camei; 14 - camă; 15 - transmisie cu roți dințate

Pentru realizarea ciclului Stirling profilul camei este realizat astfel încât pistonul motor să ajungă în punctul său mort exterior cu un sfert de rotație a arborelui cotit în urma momentului când pistonul împingător a ajuns în punctul său mort exterior (defazajul unghiular este $\pi/2$).

Profilul propus pentru camă asigură stații pe durate unghiulare de $3\pi/4$ şi curse pe durate unghiulare de $\pi/4$. Mecanismul din fig. 5.29 conține o soluție constructivă deosebită, destinată să micşoreze pierderile prin frecări din mecanismul cu camă prin micşorarea vitezei relative dintre bara de comandă 11 şi cama 14. În această construcție arborele 13 cu cama 14 este antrenat cu o viteză unghiulară de rotație egală cu jumătate din viteza unghiulară de rotație a arborelui cotit, pentru reducerea vitezei de rotație fiind utilizată transmisia cu roțile dințate 15. Pe camă este tăiat un profil ce asigură realizarea a două cicluri de deplasare a pistoanelor împingătoare la o rotație a arborelui 13 pe care se află cama.

Mecanismul prezentat în fig. 5.29, interesant din punct de vedere mecanic, a fost deja experimentat pe modele de motoare Stirling. Trebuie observat că profilul camei, care deserveşte două motoare în opoziție, cauzează staționarea pistoanelor împingătoare în punctele moarte exterioare. Cel de-al doilea punct de stație al pistonului împingător (la volum maxim al camerei de destindere) este parazit, el nefiind cerut de realizarea ciclului teoretic. Pentru utilizarea acestei soluții constructive pe motoare Stirling reale sunt necesare studii mai aprofundate, atât cinematice cât şi termodinamice.

5.4. Scheme actuale ale motoarelor Stirling dinamice

5.4.1. Motorul Stirling cu pistoane libere

După cum s-a arătat şi în subcapitolul 2.2.3, motorul Stirling cu pistoane libere nu are mecanism pentru transformarea mişcării de translaţie în mişcare de rotaţie şi nici pentru corelarea mişcării pistoanelor. Motoarele Stirling cu pistoane libere pot fi construite etanşe, pot funcţiona în orice poziţie şi pornesc singure.

Un motor Stirling cu pistoane libere (fig. 5.30) are trei părţi constructive principale: cilindrul 1 (închis etanş la ambele extremităţi), pistonul de lucru 7 (cu masă mare) şi pistonul împingător 3 (cu masă mică). Pistonul împingător este prevăzut cu tija 5 cu diametru relativ mare, care intră în corpul pistonului de lucru.

Pistoanele delimitează în cilindru trei camere: camera de destindere (camera caldă) 2, camera de comprimare (rece) 6 şi camera de amortizare 8 aflată sub pistonul de lucru şi sub tija pistonului împingător. Tija 5 a pistonului împingător este construită ca un tub deschis la ambele capete, astfel că spaţiul interior al cilindrului împingător comunică cu spaţiul camerei de amortizare, fiind o parte componentă a acestei camere. Spaţiul activ (de lucru) al motorului Beale este compus din camerele de comprimare 6 şi de destindere 2. Între cilindru şi pistonul împingător se află spaţiul liber 4, de forma unui tub lung şi subţire, cu rol de regenerator de căldură. Prin acest spaţiu se realizează comunicarea dintre camerele de comprimare şi de destindere. Camera de destindere 2 este prevăzută cu un sistem de încălzire iar camera de comprimare 4 este prevăzută cu un sistem de răcire (elemente care nu au fost desenate pe fig. 5.30).

În modelul funcţional prezentat se admite că prin spaţiile dintre pistonul motor şi cilindru respectiv tijă nu poate trece gaz nici într-un sens. Iniţial, motorul se află în stare de repaus, când pistoanele se află distanţate unul de celălalt, în poziţii care se obţin din echilibrul de forţe ce se stabileşte la oprirea motorului şi totodată din considerente geometrice. Se admite că în toate camerele motorului agentul de lucru se află la aceeaşi presiune p_{ca} , egală cu presiunea din camera de amortizare şi la aceeaşi temperatură, egală cu temperatura atmosferică. Starea iniţială este notată pe diagrama p - V din fig. 5.30 prin punctul 1. Dacă se încălzeşte camera de destindere atunci temperatura şi presiunea agentului din spaţiul de lucru al motorului cresc, procesul fiind marcat pe fig. 5.30 prin linia 1-2. Creşterea presiunii din spaţiul de lucru al motorului face ca ambele pistoane să înceapă deplasarea spre camera de amortizare 8, în sensul creşterii volumului spaţiului de lucru. Se introduce ipoteza simplificatoare conform căreia presiunea p_{ca} din camera de amortizare rămâne constantă în tot timpul desfăşurării unui ciclu.

Cele două pistoane se deplasează spre camera de amortizare cu o mişcare accelerată, sub acţiunea forţelor de presiune cu care agentul le apasă. Raportul dintre acceleraţiile pistoanelor are expresia:

$$\frac{a_{P\hat{i}}}{a_{Pm}} = \frac{\dfrac{(p - p_{ca})\,A_t}{m_{P\hat{i}}}}{\dfrac{(p - p_{ca})\,(A_p - A_t)}{m_{Pm}}} = \frac{1}{\dfrac{A_p}{A_t} - 1}\,\frac{m_{Pm}}{m_{P\hat{i}}}\,, \tag{5.1}$$

în care $a_{P\hat{i}}$ şi a_{Pm} sînt acceleraţiile pistonului împingător (cald) şi pistonului de lucru (rece), A_p este aria suprafeţei frontale a pistonului cald, A_t este aria transversală a tijei pistonului împingător, p este presiunea curentă din spaţiul de lucru al motorului iar p_{ca} este presiunea din camera de amortizare.

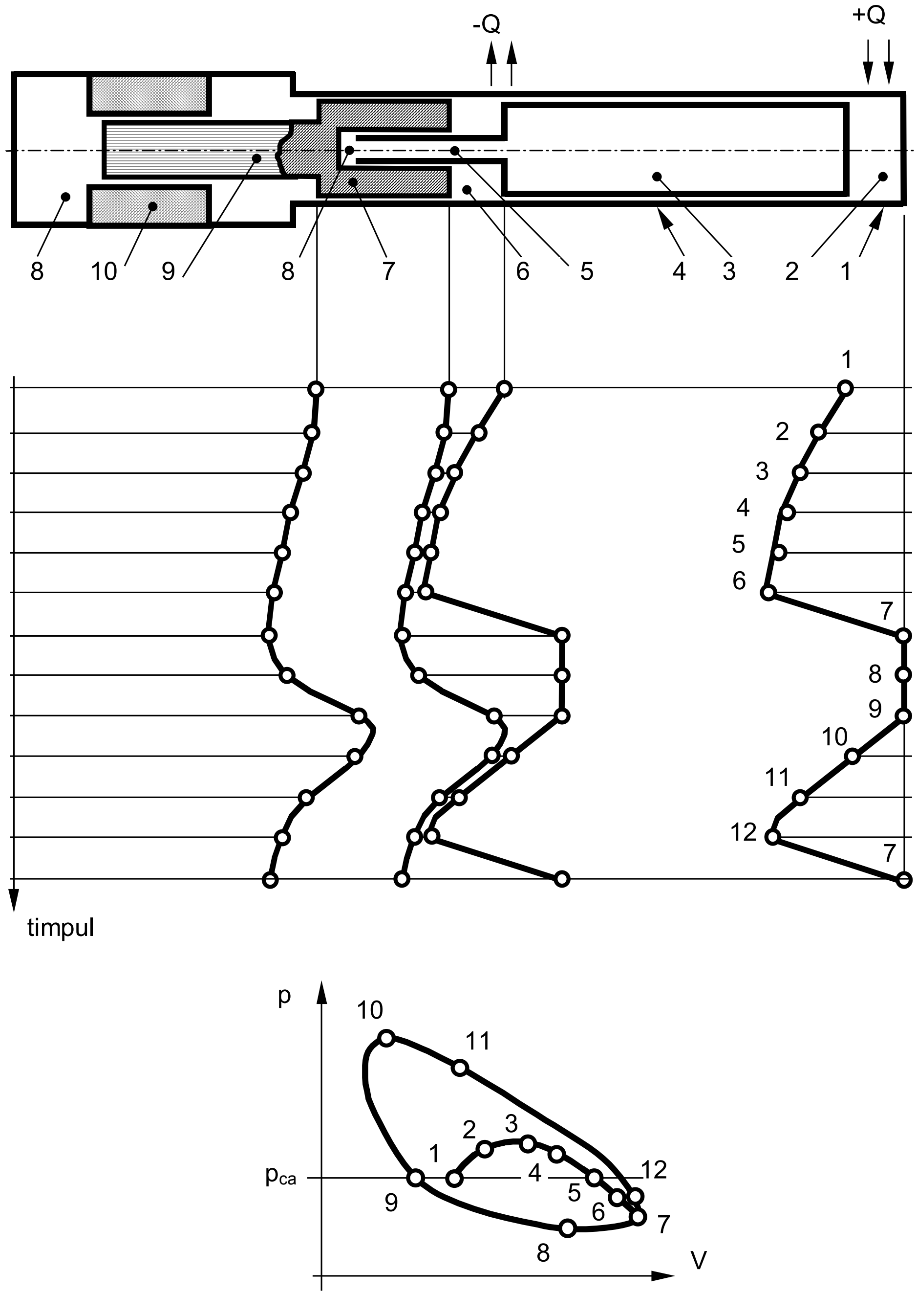


Fig. 5.30. Schema constructivă a unui motor Stirling cu pistoane libere şi diagrama indicată: 1 - cilindru; 2 - cameră de destindere; 3 - piston împingător; 4 - regenerator; 5 - tija pistonului împingător; 6 - cameră de comprimare; 7 - piston motor; 8 - camere de amortizare; 9 - magnet permanent; 10 - bobină

Dacă prin construcţie se realizează rapoartele $m_{Pm} / m_{Pî} \approx 10$ şi $A_p / A_t \approx 4$, atunci se observă că raportul acceleraţiilor $a_{Pî} / a_{Pm} > 1$, adică pistonul împingător se mişcă mai repede decât pistonul de lucru. Ca urmare, agentul de lucru este deplasat din camera de comprimare către camera de destindere. Procesul se urgentează atât pe seama creşterii presiunii din spaţiul de lucru (în timp ce presiunea p_{ca} din camera de amortizare se menţine practic constantă), cât şi pe seama măririi acceleraţiilor ambelor pistoane. Procesul de deplasare a agentului de lucru din camera de comprimare în camera de destindere se termină atunci când cele două pistoane se ating, în punctul 3 pe fig. 5.30. Din acest moment pistoanele se deplasează împreună. La un moment dat influenţa creşterii volumului camerei de destindere depăşeşte influenţa aportului de căldură şi presiunea în spaţiul de lucru al motorului începe să scadă. În starea termodinamică 4 presiunea din spaţiul de lucru încă este mai mare decât presiunea din camera de amortizare ($p > p_{ca}$), mărirea volumului camerei de destindere continuând, iar în starea marcată prin punctul 5 presiunea din spaţiul de lucru devine egală cu presiunea din camera de amortizare. Din cauza inerţiei pistoanelor mişcarea lor continuă şi presiunea din spaţiul de lucru scade sub nivelul celei din camera de amortizare. Ca urmare, forţele de presiune rezultante ce acţionează asupra pistoanelor îşi schimbă sensul şi mişcarea pistoanelor devine frânată. Având masa mai mică, pistonul împingător răspunde primul la acest semnal şi îşi încetineşte mai prompt mişcarea, desprinzându-se din contactul cu celălalt piston, care îşi continuă deplasarea spre camera de amortizare. Din acest moment agentul de lucru din camera de destindere începe să se deplaseze prin regenerator spre camera de comprimare. Ca urmare a deplasării unei mase de gaz din camera de destindere în camera de comprimare presiunea din spaţiului de lucru scade, deci diferenţa (p_{ca} - p) creşte repede. Presiunea scade repede deoarece, pe de o parte, volumul spaţiului de lucru continuă să crească, iar pe de altă parte gazul pătruns în camera de comprimare se răceşte. Datorită masei mici şi a diferenţei de presiune în creştere, pistonul împingător este primul care se opreşte, în starea 6 pe fig. 5.30, şi apoi accelerează spre chiulasa cilindrului. Pistonul împingător ajunge repede lângă chiulasă şi se menţine aici atât timp cât se păstrează diferenţa (p_{ca} - p) > 0 (adică până în punctul 9). La un moment de timp determinat, reprezentat prin starea 7, mişcarea pistonului de lucru încetează şi acesta începe să se mişte în sens opus sub acţiunea presiunii din camera de amortizare, mai mare decât presiunea din spaţiul de lucru. În tot acest timp agentul de lucru continuă să fie comprimat şi în starea 9 presiunile se egalează ($p = p_{ca}$). În continuare presiunea din spaţiul de lucru depăşeşte valoarea presiunii din camera de amortizare. Ca urmare, pistonul împingător începe să se mişte spre dreapta până ce ajunge în contact cu pistonul de lucru - starea 10. În timpul mişcării comune a pistoanelor are loc destinderea agentului de lucru aflat în camera caldă, procesul fiind reprezentat în diagrama p-V prin linia 10-11-12-7 care închide ciclul. În punctul 12 pistonul împingător se opreşte şi începe cursa spre p.m.i., ca urmare a scăderii presiunii sub p_{ca}. Mai departe ciclul se reia, dar fără procesul de pornire 1-2-3-4-5-6-7. Trebuie observat că schema prezentată (de pornire şi funcţionare) a motorului Stirling cu pistoane libere este simplificată, în realitate fiind necesare mai multe cicluri pentru intrarea în regim normal de funcţionare.

Puterea produsă de motorul Stirling cu pistoane libere este folosită pentru antrenarea unui alternator liniar. Pentru aceasta pistonul motor este cuplat mecanic cu un magnet permanent 9 care se deplasează alternativ în bobina 10.

5.4.2. Motorul Stirling cu pistoane lichide

Motoarele Stirling cu pistoane lichide au fost inventate în anul 1969 de C.D. West [54]. Ele utilizează surse de căldură cu temperaturi relativ joase, din necesitatea de a evita vaporizarea lichidului care materializează pistoanele. Sunt cunoscute sub numele de motoare Fluidyne. Maşinile Fluidyne Stirling furnizează energia mecanică produsă sub forma mişcării alternative a unui piston, care de cele mai multe ori este tot piston lichid. Această particularitate sugerează utilizarea maşinilor Fluidyne ca pompe sau compresoare cu piston.

5.4.2.1. Modelul fizic al funcționării motorului Fluidyne

Pe fig. 5.31 este prezentată schema de principiu a motorului Fluidyne Stirling. Se observă că maşina este compusă din două tuburi U în care se află lichid. Lichidul din tubul U format din brațele 1 şi 8 reprezintă pistonul împingător iar lichidul din celălalt tub reprezintă pistonul motor.

În motorul Fluidyne sunt 3 camere funcționale. Camera 2 este amplasată deasupra brațului 1 al tubului U cu pistonul împingător şi îndeplineşte rolul camerei de destindere, fiind încălzită din exterior. Camera de comprimare este răcită din exterior, fiind formată din spațiile (conectate între ele) 4 şi 5, plasate unul deasupra brațului 8 al tubului cu pistonul împingător şi altul deasupra brațului 5 al tubului U cu pistonul motor. Tubul 3 care face legătura dintre camera de destindere şi camera de comprimare îndeplineşte rolul de regenerator. Regeneratorul 3 poate fi prevăzut cu material pentru acumularea căldurii.

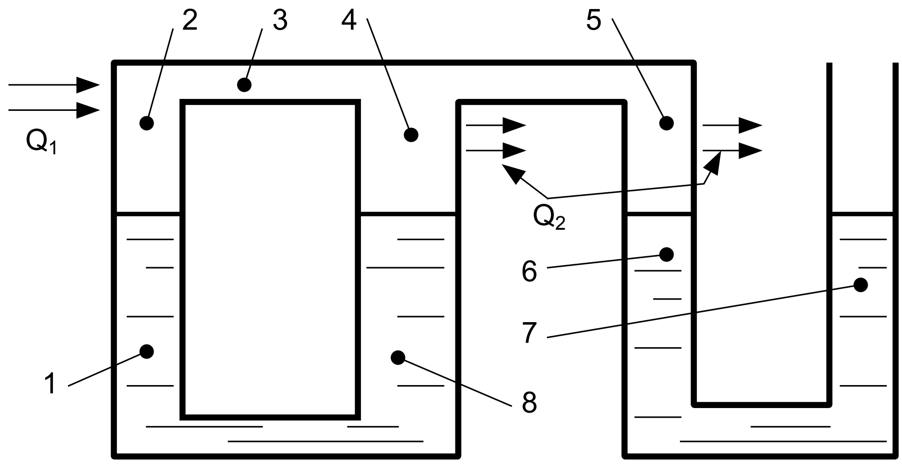


Fig. 5.31. Schema de principiu a unui motor Fluidyne Stirling:
1 şi 8 - brațele tubului U cu pistonul împingător; 2 - cameră de destindere; 3 - regenerator; 4 şi 5 - camere de comprimare; 6 şi 7 - brațele tubului U cu pistonul motor

Modelul fizic al funcționării motorului Fluidyne Stirling este prezentat în continuare.

Inițial se consideră numai tubul cu pistonul împingător şi cu spațiile funcționale 2, 3 şi 4. Tubul este închis etanş. Pentru simplificare se poate admite că lichidul ce materializează pistoanele este ideal, la fel şi agentul de lucru (curgerile au loc fără frecări, cele două fluide - gazul agent de lucru şi lichidul

pistoanelor - având coeficientul de vâscozitate zero).

Dacă se imprimă printr-o metodă oarecare o mişcare pistonului lichid, de exemplu de ridicare a coloanei din braţul 1 (fig. 5.31), o parte din agentul de lucru din camera de destindere - încălzită - se va deplasa, prin regenerator, în camera de comprimare, unde se răceşte. În urma răcirii gazul din camera 4 îşi micşorează temperatura şi în concluzie presiunea lui scade. Când creşterea nivelului din braţul 1 a încetat, atracţia gravitaţională tinde să echilibreze nivelele din braţele 1 şi 8. Acum începe coborârea coloanei de lichid din braţul 1 şi în consecinţă gazul rece se întoarce în camera de destindere, unde se încălzeşte. În urma încălzirii gazul din tub îşi măreşte presiunea. Procesul se reia ciclic, gazul fiind mutat alternativ din camera de destindere în camera de comprimare şi invers.

Acest model dovedeşte doar că pistonul deplasator poate realiza variaţia ciclică a volumului celor două camere şi în acelaşi timp variaţia ciclică a presiunii. Din păcate această schemă simplificată nu poate fi folosită pentru obţinerea unui motor Stirling, deoarece mărirea presiunii se face atunci când agentul de lucru se află în camera de destindere iar micşorarea presiunii se realizează atunci când agentul este în camera de comprimare. În plus, volumul total nu variază, deci este imposibil să se producă şi să se transmită lucru mecanic spre exterior. Pentru a se produce lucru mecanic este necesar să se adauge şi tubul U cu pistonul motor.

Pentru ca motorul să funcţioneze eficient după ciclul Stirling practic este necesar ca între momentul când volumul camerei de destindere este maxim şi momentul când volumul camerei de comprimare este maxim să existe un decalaj de aproximativ T / 4, unde T este perioada în care se realizează un ciclu (între cele două pistoane care oscilează armonic trebuie să existe un defazaj de $\sim\pi / 2$).

Aceasta înseamnă că pistoanele lichide trebuie să oscileze în jurul poziţiei lor de echilibru în perioade de timp egale, cu aceeaşi frecvenţă dar defazate unghiular între ele în aşa fel încât să se respecte condiţia de mai sus.

Cele două pistoane lichide reprezintă două oscilatoare cuplate (oscilatoarele se numesc cuplate atunci când pot schimba energie între ele). Cuplajul între pistoane este reprezentat de agentul de lucru.

Pistonul motor execută oscilaţii forţate (întreţinute), deoarece asupra lui acţionează din exterior o forţă variabilă periodic - rezultantă a acţiunii forţelor de presiune pe cele două feţe ale pistonului, a acţiunii forţelor gravitaţionale şi a forţelor de frecare.

În cazul în care agentul de lucru şi lichidul care materializează pistoanele sunt ideale, pistonul împingător ar putea să oscileze liber, deoarece o dată pus în mişcare ar asigura la infinit deplasarea agentului de lucru dintr-o cameră funcţională în alta (aşa cum s-a arătat mai sus, la modelul cu un singur tub U). În cazul fluidelor reale oscilaţiile libere sunt oscilaţii amortizate. Pentru a compensa pierderile de energie prin frecare este necesar ca pistonul împingător să oscileze şi el forţat, primind în fiecare perioadă energie de la pistonul motor.

Există mai multe soluţii constructive care asigură funcţionarea motorului Fluidyne, prin transfer ciclic de energie de la pistonul motor la pistonul împingător. Soluţia constructivă cea mai cunoscută constă în introducerea unei coloane rezonante de lichid în paralel cu cele două tuburi U. Observând că braţele 8 şi 6 se termină cu camerele 4 şi 5 aflate la aceeaşi temperatură şi la aceeaşi presiune, soluţiile constructive ale motoarelor Stirling Fluidyne unesc coloana de rezonanţă şi cele două braţe într-un singur braţ, după cum se vede pe fig. 5.32. Sistemul de

oscilatoare cuplate devine mai complicat, deoarece acum oscilatoarele schimbă nu numai energie ci şi masă.

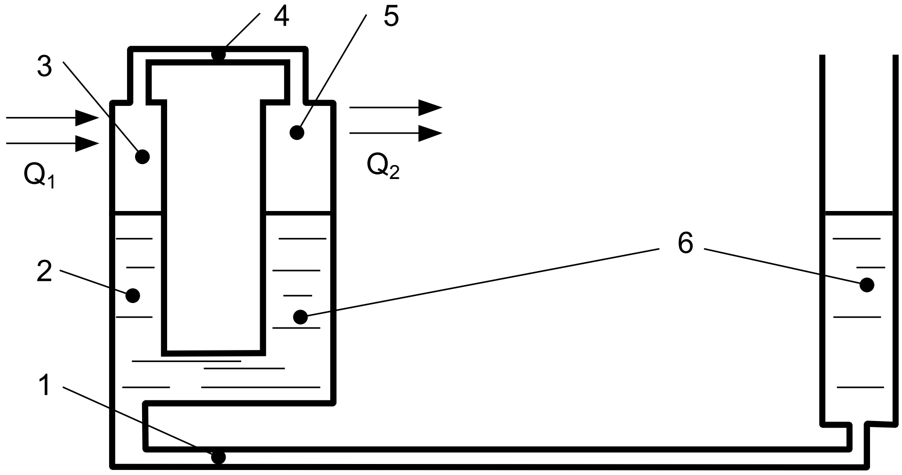


Fig. 5.32. Motor Fluidyne Stirling cu coloană de rezonanță:
1 - coloană de rezonanță; 2 - piston împingător; 3 - cameră de destindere;
4 - regenerator; 5 - cameră de comprimare; 6 - piston motor;

Motorul Stirling Fluidyne prezentat în fig. 5.31 funcționează după schema echivalentă „gama“ fiindcă are un piston împingător şi deoarece pistoanele motor şi împingător sunt amplasate în „cilindri“ diferiți iar spațiul de comprimare este divizat în spațiu de comprimare primar - în tubul pistonului împingător - şi în spațiu de comprimare secundar - în tubul pistonului motor.

Motorul Fluidyne prezentat în fig. 5.32 funcționează după schema constructivă „alfa“, deoarece ambele pistoane sunt pistoane motoare, având fețele la presiuni diferite. Convențional pistonul din camera caldă este numit piston împingător, ca la toate celelalte motoare Stirling.

Este important de precizat că obținerea defazajului dorit între momentul când camera de destindere atinge volumul maxim şi momentul când camera de comprimare atinge volumul maxim se face prin alegerea corespunzătoare a dimensiunilor geometrice ale motorului.

5.4.2.2. Autopornirea motorului Fluidyne Stirling

Autopornirea motorului Stirling cu pistoane lichide este prezentată pe baza schemei din fig. 5.32. Se presupune că în poziția inițială de dinainte de pornire lichidul ocupă acelaşi nivel în toate tuburile, agentul de lucru aflându-se la presiunea atmosferică.

Dacă se activează sursa caldă, agentul de lucru din camera de destindere primeşte căldură, îşi măreşte temperatura şi se dilată. Totodată se constată şi mărirea presiunii statice a agentului de lucru. În urma măririi presiunii nivelul lichidului de sub camerele 3 şi 5 începe să coboare. Trebuie observat că aceste deplasări ale nivelului lichidului, deşi sunt foarte mici, conduc la pornirea motorului. Foarte important este că vitezele de coborâre a nivelului lichidului din cele două coloane sunt diferite, deoarece şi masele celor două coloane de lichid sunt diferite

(ca urmare a dimensiunilor geometrice diferite). La sfârşitul fazei de dilatare iniţială lichidul continuă să se mişte, ca urmare a forţelor de inerţie. Când se stabileşte echilibrul dinamic, nivelul lichidului de sub camera de destindere trebuie să fie mai mic decât nivelul lichidului de sub camera de comprimare. În această fază o parte din gazul din camera de comprimare s-a mutat în camera de destindere.

Imediat ce acţiunea forţelor de greutate opreşte urcarea lichidului în coloana de ieşire (cea folosită pentru extragerea lucrului mecanic produs de motor) apare tendinţa de egalizare a nivelelor de sub camerele de destindere şi comprimare. O parte din gazul din camera de destindere este trimis în camera de comprimare, unde se răceşte şi, ca urmare, presiunea din spaţiul de lucru scade. Scăderea presiunii determină coborârea nivelului din tubul de ieşire şi apariţia unei presiuni dinamice substanţiale în coloana de rezonanţă. Deoarece masa coloanei de lichid de sub camera de destindere este mai mică decât cea de sub camera de comprimare, şi mai mult gaz din camera 3 este trimis în camera 5.

După ce urcarea coloanei de sub camera de destindere încetează sistemul tinde spre echilibru şi ca urmare nivelul din partea caldă începe să coboare, ceea ce permite deplasarea gazului în această cameră.

Procesul continuă în mod asemănător până se ajunge la regimul de funcţionare stabil, când mărirea presiunii agentului de lucru are loc atunci când cea mai mare parte a acestuia se află în camera de comprimare şi micşorarea presiunii atunci când aproape tot agentul se află în camera de destindere.

Trebuie subliniat încă o dată că forţele de inerţie au un rol crucial în funcţionarea corectă a motorului. Alegerea dimensiunilor corecte pentru pistoanele lichide asigură defazajul între mişcările pistoanelor şi mărimea necesară a forţelor de inerţie.

5.4.2.3. Scheme de pompe Fluidyne Stirling

Motorul Fluidyne produce energie mecanică sub forma oscilaţiilor lichidului din tubul de ieşire, fiind potrivit pentru antrenarea instalaţiilor de pompare.

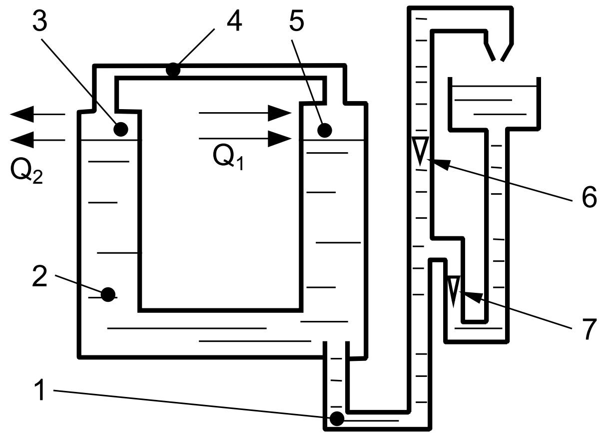


Fig. 5.33. Motor Fluidyne într-o schemă cu pompare directă 1 şi 2 - piston motor; 1 - braţ de pompare; 3 - cameră de comprimare; 4 - regenerator; 5 - cameră de destindere; 6 şi 7 - supape de refulare şi de admisiune

Efectul de pompare poate fi direct sau indirect. Pomparea directă (fig. 5.33) se obţine atunci când supapele pompei sunt introduse în tubul de ieşire.

Pomparea indirectă (fig. 5.34) se realizează cu ajutorul unui tub cuplat la camera rece a motorului. În cazul pompării indirecte motorul nu mai porneşte singur, fiind necesare sisteme auxiliare de pornire.

Principalul avantaj al motoarelor Fluidyne este simplitatea constructivă. Principala aplicație posibilă a acestor motoare este pomparea apei, îndeosebi în zonele îndepărtate din țările mai puțin dezvoltate, unde randamentul nu este un factor atât de important iar posibilitatea de a arde orice fel de combustibili inferiori constituie un avantaj uneori hotărâtor.

În schema din fig. 5.34 [54] se observă că în camera de comprimare a fost amplasat un fagure de tablă 8 pentru intensificarea transferului de căldură. Tabla se încălzeşte atunci când este în contact cu agentul de lucru şi cedează căldură când nivelul apei creşte. În această construcție motorul nu mai are nevoie de un răcitor extern.

Pentru a evita vaporizarea lichidului care materializează pistonul împingător 10 (de cele mai multe ori e vorba de apă), care vine în contact cu agentul de lucru încălzit, se introduce un plutitor 3 din material izolant.

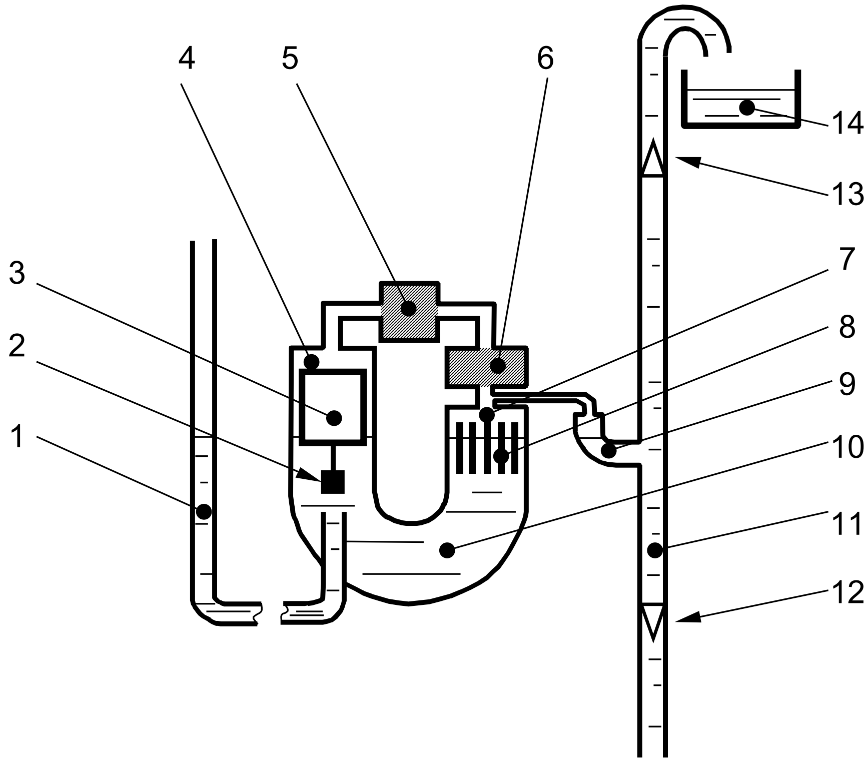


Fig. 5.34. Motor Fluidyne într-o schemă cu pompare indirectă [54]
1 - coloană de rezonanță; 2 - contragreutate; 3 - plutitor pentru separarea agentului cald de pistonul lichid; 4 - cameră de destindere adiabatică; 5 - încălzitor; 6 - regenerator; 7 - cameră de comprimare izotermică; 8 - tuburi sau tablă pentru intensificarea schimbului de căldură; 9 - piston motor (braț de pompare); 10 - piston împingător; 11 - coloană de pompare; 12 - supapa de aspirație a pompei; 13 - supapa de refulare a pompei; 14 - rezervor

Un alt avantaj constructiv important al motorului Stirling Fluidyne este şi autoetanşarea pistoanelor.

Din păcate motorul Fluidyne Stirling are şi câteva mari neajunsuri. Motorul funcţionează numai la presiuni mici ale fluidului de lucru şi cu temperaturi relativ scăzute ale sursei calde. În plus, frecvenţa la care va funcţiona motorul este redusă, la construcţiile de dimensiuni mici (care oscilează cel mai repede deoarece înălţimile coloanelor sunt mici) fiind de aproximativ 2 Hz.

Există soluţii constructive care pot mări presiunea, temperatura şi frecvenţa de lucru, dar cu preţul pierderii principalului avantaj: simplitatea.

5.5. Motoare Stirling speciale

Există câteva scheme cu totul deosebite de motoare Stirling. Deşi unele ar putea fi încadrate şi în unele din categoriile deja enumerate, principiile de funcţionare cu totul originale fac ca aceste motoare să merite o tratare separată.

5.5.1. Motoare Stirling cu pistoane cu mişcare de rotaţie

Motoarele termice cu pistoane cu mişcare de rotaţie sunt cunoscute încă din epoca de glorie a maşinilor cu abur cu piston.

Există un număr mare de posibilităţi teoretice de creare de motoare termice cu pistoane rotative, cu diferite forme ale pistonului şi ale alezajelor statoarelor [3]. Din mulţimea schemelor posibile, pe la jumătatea secolului trecut s-au construit şi utilizat pentru motorizarea autovehiculelor motoare cu ardere internă cu pistoane rotative în varianta cunoscută sub numele de motorul Wankel [1], [3]. Motoarele Wankel au unitatea constructivă şi funcţională - numită, în continuare, tot monocilindru (ca la motoarele cu piston cu mişcare de translaţie) - compusă dintr-un stator - un alezaj cu profil de epitrohoidă - şi dintr-un piston (rotor) care în secţiune transversală are forma unui triunghi echilateral cu laturile bombate. Pistonul efectuează o mişcare planetară [1], [3], [19].

Motoarele termice cu pistoane rotative de diferite construcţii pot fi transformate în motoare Stirling. Un motor Stirling provenit din motorul Wankel este prezentat în fig. 5.35.

Motorul Stirling - Wankel are partea mecanică compusă din doi monocilindri Wankel cu rotoarele montate pe un arbore comun. Pe partea termică motorul este completat cu două blocuri compuse fiecare din cele trei schimbătoare de căldură specifice motorului Stirling. Fiecare monocilindru Wankel are ca părţi principale pistonul rotativ 1 (deseori denumit „rotor“), statorul 5 şi arborele cotit cu excentricul 3. Pistonul rotativ este prevăzut cu un lagăr palier pentru excentricul 3 şi cu o coroană dinţată 4 cu dantură interioară. Coroana dinţată 4 angrenează cu o roată dinţată 2 fixată pe stator. Centrul roţii dinţate este pe axa arborelui cu excentric al motorului. Raportul de transmitere între cele două roţi este 3:2. În timpul funcţionării motorului coroana dinţată 4 rulează pe roata dinţată fixă 2. În concluzie, pistonul execută o mişcare complexă (plan - paralelă), rotindu-se în jurul axei proprii, care la rândul ei se roteşte în jurul axei arborelui. Din explicaţiile de mai sus rezultă că un motor Wankel are numai două piese în mişcare: arborele cu excentric şi pistonul.

Unul din cei doi monocilindri Wankel din compunerea unui motor Stirling - Wankel constituie blocul camerelor de destindere (calde) iar celălalt monocilindru serveşte ca bloc al camerelor de comprimare.

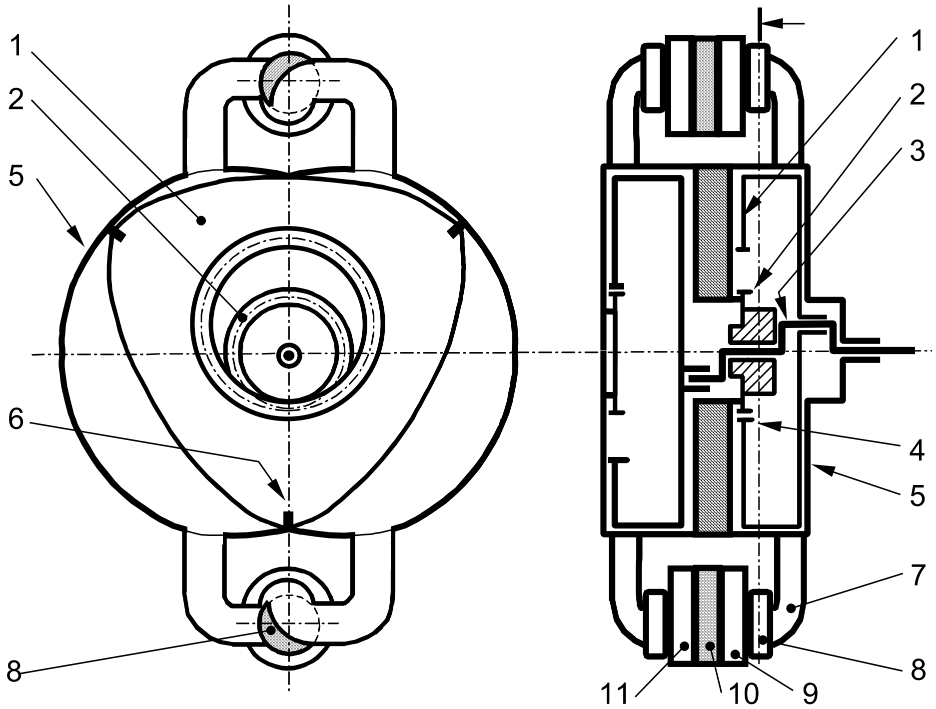


Fig. 5.35. Motor Stirling cu pistoane rotative (Wankel):
1 - piston rotativ; 2 - roată dințată fixă; 3 - excentric; 4 - coroană dințată pe piston; 5 - stator; 6 - etanşări; 7 - conductă; 8 - sertar rotativ; 9 - răcitor; 10 - regenerator; 11 - încălzitor

Spre deosebire de motorul cu ardere internă Wankel, la care un monocilindru are (pe stator) doar câte o fereastră de admisiune şi una de refulare, pe statorul unui monocilindru Stirling - Wankel sunt patru ferestre, plasate ca în fig. 5.35. Acest număr de ferestre este necesar deoarece pistonul efectuează într-o rotație completă două procese de comprimare şi două procese de destindere. Prin ferestrele din statoarele celor doi monocilindri agentul de lucru trece din camerele motorului, prin racordurile 7 şi prin distribuitorul 8, în schimbătoarele de căldură şi de aici în camerele celuilalt monocilindru Wankel.

Prin combinarea camerelor de destindere dintr-un bloc cu camerele de comprimare ale celuilalt bloc şi prin folosirea în comun a schimbătoarelor de căldură motorul Stirling - Wankel prezentat are în compunerea sa trei monocilindri funcționali Stirling şi, în timpul unei rotații a arborelui cu excentric, fiecare monocilindru funcțional Stirling efectuează două cicluri.

Principalul avantaj al unui motor Stirling cu pistoane rotative de tipul prezentat este compactitatea excepțională şi deci o putere mecanică raportată la masă cu totul remarcabilă. Dezavantajul principal este dat de dificultățile de realizare a etanşărilor dintre vârfurile pistonului şi stator respectiv dintre laturile rotorului şi stator.

Aşa cum rezultă din bibliografia cercetată la întocmirea acestei lucrări, până în prezent nu au fost comunicate informații despre realizarea practică a unor

motoare Stirling cu pistoane rotative, nici de tipul Stirling - Wankel prezentat mai sus, nici de alt tip.

Se observă uşor că variaţia volumului total ocupat de agent în monocilindrul Stirling - Wankel depinde de poziţia ambelor pistoane, deci din punctul de vedere al schemei echivalente acest motor este de tip „alfa“. Totuşi, acest motor a fost prezentat separat de celelalte motoare de tip „alfa“ datorită construcţiei sale cu totul ieşite din comun.

5.5.2. Motorul Stirling cu agent de lucru în fază lichidă

Motorul Stirling cu agent de lucru în stare lichidă (fig. 5.36 - a) a fost propus de J.F.J. Malone în anul 1931 [53]. Despre acest motor există foarte puţine informaţii în literatura de specialitate. Este o maşină cu doi cilindri şi cu două pistoane, maşină de tipul „gama“. Pistonul împingător are pe suprafaţa laterală nişte canale longitudinale care permit circulaţia lichidului între camera de destindere 3 şi camera de comprimare 1. Pistonul împingător 2 îndeplineşte şi funcţia de regenerator de căldură.

Cilindrul în care se află pistonul împingător este încălzit în zona camerei de destindere (în zona chiulasei) şi răcit în zona camerei de comprimare. Pistonul motor este amplasat într-un cilindru separat. Tijele pistoanelor sunt articulate prin intermediul unor biele la un arbore cotit care sincronizează mişcarea celor două pistoane şi transmite la utilizator lucrul mecanic produs. Bielele şi arborele cotit nu apar pe fig. 5.36 - a.

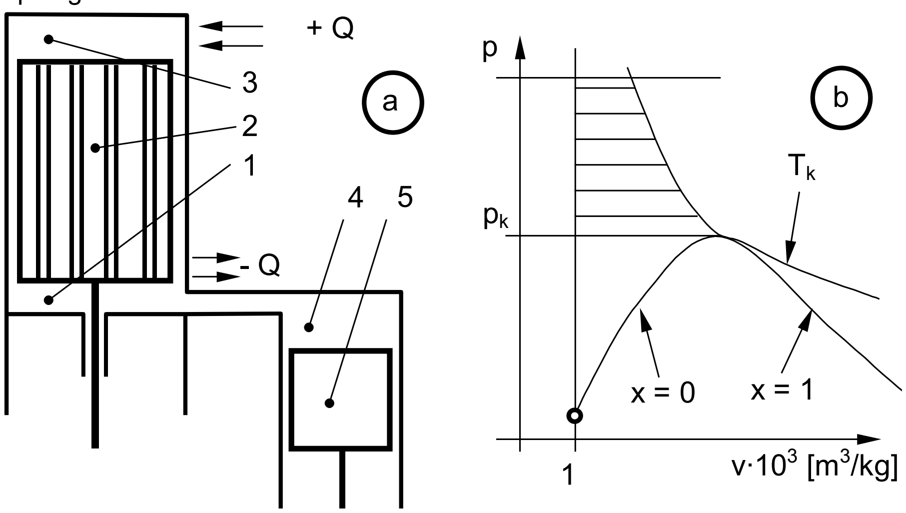


Fig. 5.36. Motorul Malone (motorul Stirling cu agent de lucru în stare lichidă): a - schema motorului; b - domeniul de funcţionare al motorului cu apă; 1 - cameră de comprimare izotermică; 2 - piston împingător şi regenerator; 3 - cameră de destindere; 4 - cameră de comprimare adiabatică; 5 - piston motor

În [53] se afirmă că motorul Malone ar fi fost experimentat cu apă, cu mercur şi cu produse petroliere. Deoarece lichidele (şi în particular apa) sunt puţin compresibile, motorul Malone trebuie să funcţioneze la presiuni foarte mari. În cazul utilizării apei ca agent de lucru, pentru ca aceasta să se afle tot timpul funcţionării în stare lichidă, domeniul de presiuni, de temperaturi şi de volume

masice în care trebuie să evolueze apa se află la presiuni mai mari decât presiunea critică (p_k = 221,29 bar) şi la temperaturi mai mici decât temperatura critică (T_k = 647,3 K), adică în domeniul haşurat pe fig. 5.36 - b.

5.5.3. Motorul Stirling cu ciclu cu vaporizare

Ideea utilizării unui agent de lucru bifazic într-un motor Stirling [54] porneşte de la observaţia că lucrul mecanic produs depinde puternic de variaţia de presiune care se petrece în timpul ciclului. Pentru un interval de temperatură dat variaţia de presiune realizată de un agent de lucru gazos este mult mai mică decât variaţia de presiune care se poate obţine în cazul unui agent de lucru lichid care se vaporizează. În cazul motoarelor ce lucrează cu diferenţă mică de temperatură între sursa rece şi sursa caldă, prelucrarea unei diferenţe mai mari de presiune poate conduce la mărirea semnificativă a puterii motorului. Agentul de lucru al acestei maşini are doi componenţi. Primul component este un gaz care rămâne în această stare de agregare în tot timpul funcţionării. Al doilea component este în stare de vapori la temperatura ridicată a camerei de destindere şi în stare lichidă la temperatura scăzută din camera de comprimare.

La motoarele de acest tip experimentate până acum [54] ciclul bifazic se realizează prin injecţia de apă în schimbătorul de căldură încălzitor. Apa se vaporizează şi se destinde iar apoi vaporii ajung în răcitor şi în camera de comprimare, unde se condensează. Un astfel de fenomen se petrece şi în motoarele Fluidyne dacă $T_î$ creşte, în cazul motoarelor mici fiind un factor important care asigură funcţionarea maşinii [54].

Pe schema de principiu din fig. 5.37 încălzitorul a fost înlocuit de un fierbător de mici dimensiuni în care se injectează apă la momente precise ale ciclului. Schimbătorul de căldură răcitor este înlocuit de un condensator. Fluidul de lucru este alcătuit dintr-un amestec de aer şi vapori de apă. În capătul cald al maşinii în amestecul aer - abur predomină aburul iar în capătul rece predomină aerul, deoarece aburul s-a condensat.

Experimentele făcute de West [54] arată că pentru o maşină funcţionând între 25 ºC şi 115 ºC puterea produsă de ciclul cu vaporizare este de câteva ori mai mare decât aceea produsă de ciclul cu gaz ideal.

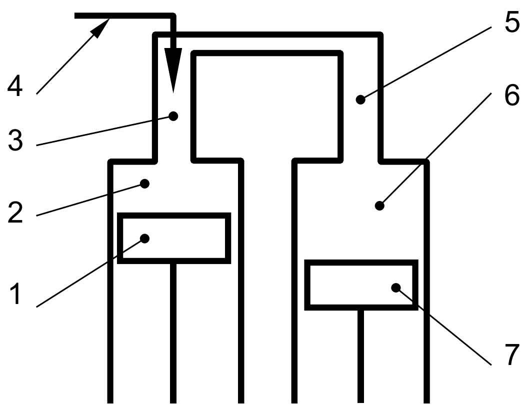


Fig. 5.37. Motorul Stirling cu vaporizare [54]:
1 - piston împingător; 2 - cameră de destindere; 3 - vaporizator; 4 - injector de apă; 5 - condensator; 6 - cameră de comprimare; 7 - piston motor

O particularitate importantă a acestui tip de motor este lipsa regeneratorului, a cărui prezenţă nu este compatibilă cu modul de circulaţie a aburului prin maşină, regeneratorul nefiind capabil să furnizeze condensului căldura latentă de vaporizare. C.D. West apreciază că un avantaj al acestei metode de realizare a ciclului Stirling este reducerea semnificativă a suprafeţei schimbătorului de căldură încălzitor, transferul de căldură fiind mult mai eficient în cazul lichidelor faţă de gaze.

Trebuie observat că nu sunt disponibile informaţii despre modul în care condensatul este extras din spaţiul de comprimare şi din condensator. După Popescu şi colaboratorii [35], extragerea condensului se poate face cu o pompă de recirculare sau gravitaţional, dacă se plasează camera de comprimare (în care se formează condens) deasupra camerei de destindere. De asemenea, ciclul termodinamic al motorului cu vaporizare se îndepărtează destul de mult de ciclul termodinamic ideal Stirling, deoarece fierberea şi condensarea nu se pot petrece izocoric.

5.5.4. Motorul Stirling cu diafragmă

Motorul Stirling cu diafragmă a fost inventat de E.H. Cooke -Yarborough de la Harwell Laboratories (Marea Britanie) în anul 1967 [54]. Motorul, botezat Generator Termomecanic (Thermomechanical Generator - TMG) de inventatorul său, face parte din categoria motoarelor cu pistoane libere şi a fost proiectat ca sursă de energie electrică pentru zonele izolate - utilizare foarte potrivită pentru motoarele Stirling în general.

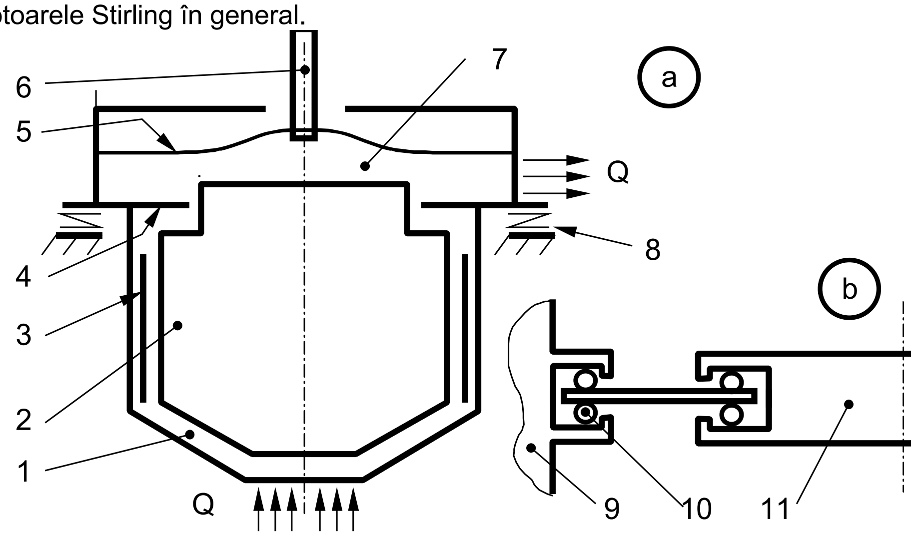


Fig. 5.38. Motorul Stirling cu diafragmă:
a - schemă de principiu; b - diafragmă articulată; 1 - cameră de destindere; 2 - piston împingător; 3 - regenerator; 4 - arc metalic; 5 - piston motor (diafragmă); 6 - tijă pe care se află inductorul alternatorului; 7 - cameră de comprimare; 8 - arcuri; 9 - carcasa (stator); 10 - inel de cauciuc; 11 - placa diafragmei

În afara posibilităţii de a folosi practic orice sursă de căldură (avantaj comun tuturor schemelor constructive de motoare Stirling) generatorul termomecanic a fost conceput pentru a exploata următoarele avantaje:

- simplitate constructivă - nu are schimbătoare de căldură externe (încălzitor şi răcitor);

- regeneratorul este foarte simplu, fiind un cilindru de metal sau o plasă de sârmă;

- arcurile de gaz caracteristice motoarelor cu pistoane libere sunt înlocuite cu un arc metalic şi cu membrana;

- piistonul împingător nu vin în contact cilindrul şi deci uzura datorată frecărilor este eliminată;

- spațiul de lucru este închis ermetic, deci motorul nu are nevoie de etanşări.

În construcția motorului Stirling cu diafragmă [54] intră pistonul împingător 2 (cu diametru mare şi gol în interior), fixat pe arcul metalic 4. Arcul 4 este la rândul său fixat în carcasă şi asigură, pe lângă susținerea pistonului împingător, şi centrarea acestuia în cilindru. Între împingător şi cilindru este amplasat regeneratorul 3, care de obicei este un simplu cilindru de tablă. Pistonul motor 5 este o diafragmă şi poate fi executat din metal sau din cauciuc. Generatorul termomecanic HoMach TMG 120 construit de Cooke - Yarborough are o diafragmă articulată dublă, care asigură amplitudini mari şi în acelaşi timp evacuarea căldurii din motor, fiind construită aşa cum se poate observa în fig. 5.38 - b. Pe diafragmă este fixată o tijă 5 pe care se află inductorul alternatorului liniar (acesta din urmă nefigurat pe desen).

Agentul din camera de destindere 1 primeşte căldură direct de la capacul cilindrului (de la chiulasă, dacă se păstrează terminologia de la motoarele cu ardere internă, unde partea caldă este lângă chiulasă iar cea rece lângă carter). Camera de comprimare 7 este răcită cu o cămaşă de apă pusă în mişcare prin circulație naturală, pe baza diferenței de presiune între baza coloanei calde şi cea a coloanei reci.

Oscilațiile pistonului împingător şi ale diafragmei au aceeaşi frecvență, fiind defazate între ele cu aproximativ $\pi/2$.

În construcția maşinii HoMach TMG 120 arcul care susține pistonul împingător oscilează împreună cu acesta cu o frecvență de 110 Hz (sub limita de rezistență a materialului), realizând o cursă de aproximativ 2 mm. Problema întreținerii oscilației pistonului împingător se rezolvă diferit față de cazurile celorlalte motoare Stirling cu pistoane libere. Întregul motor, cu tot cu generatorul liniar, este amplasat pe nişte arcuri. Forța de inerție a masei cu mişcare de translație a pistonului împingător va genera o vibrație a întregului agregat. Această vibrație are o amplitudine de doar câțiva microni, dar este suficientă pentru a întreține mişcarea pistonului împingător.

Acest motor are şi câteva dezavantaje, cele mai importante fiind enumerate în continuare:

- diafragma limitează cursa posibilă a inductorului alternatorului liniar şi de asemenea frecvența de lucru;

- schimbătoarele de căldură foarte simplificate conduc la micşorarea randamentului;

- puterea posibil de obținut este limitată la 0,5 ... 1 kW.

6. SCHEME ACTUALE DE MAŞINI FRIGORIFICE STIRLING

6.1. Realizarea ciclului termodinamic Stirling inversat pe o maşină frigorifică de tip „beta“

Cele două pistoane delimitează în cilindru două camere funcționale distincte. Camera de destindere este plasată între chiulasă şi pistonul împingător şi se află în permanență în contact cu sursa rece. Camera de comprimare se află între cele două pistoane şi este în contact permanent cu sursa caldă. Prin sursă caldă se înțelege sursa de căldură aflată la temperatură mai ridicată şi nu sursa de căldură de la care agentul de lucru preia energie termică.

Pentru ca maşina frigorifică cu două pistoane într-un singur cilindru să modeleze ciclul Stirling inversat (format din două transformări izotermice legate prin două transformări izocorice) este necesar să se presupună, la fel ca în cazul motorului, că încălzirea şi răcirea agentului de lucru se realizează numai prin pereții cilindrului. Eventuala regenerare a căldurii evacuate din ciclu se realizează în exteriorul maşinii, cu ajutorul unui agent intermediar.

În varianta de realizare a ciclului Stirling cu două pistoane într-un singur cilindru (fig. 6.1) pistonul împingător are rolul de a deplasa agentul de lucru dintr-o cameră a cilindrului în cealaltă cameră. Deplasarea agentului se poate face, de exemplu, printr-un spațiu tubular lăsat între cilindru şi pistonul împingător sau printr-un canal exterior format din schimbătoarele de căldură (încălzitorul, regeneratorul şi răcitorul), ca la construcția firmei Philips - fig. 6.3 - şi ca la majoritatea maşinilor frigorifice şi motoarelor Stirling actuale.

Trebuie menționat că denumirea „schimbător de căldură încălzitor“ a fost folosită pentru schimbătorul de căldură în care agentul de lucru primeşte căldură iar denumirea „schimbător de căldură răcitor“ pentru aparatul în care agentul cedează căldură.

Mutarea agentului dintr-o cameră în cealaltă consumă puțină energie, deoarece presiunile pe cele două fețe ale pistonului împingător sunt aproape egale, micile diferențe fiind produse de pierderile gazodinamice de pe traseul parcurs de agent. În acelaşi timp pistonul împingător îndeplineşte şi funcția de izolator termic între camera de destindere şi camera de comprimare. Ca urmare, suprafața frontală a cilindrului se află tot timpul la temperatura minimă din ciclu iar partea opusă a cilindrului (apropiată carterului) se află permanent la temperatura maximă din ciclu. Ca urmare, ciclul termodinamic Stirling se realizează fără pierderi de căldură introduse de încălzirea şi răcirea ciclică a pereților cilindrului.

În prima transformare din ciclul Stirling, comprimarea izotermică 1-2 (desfăşurată la temperatura T_M egală cu temperatura T_r a răcitorului), pistonul împingător staționează în punctul mort interior (lângă capacul cilindrului), astfel că întreaga masă de agent de lucru se află în camera de comprimare. Comprimarea se face prin deplasarea pistonului de lucru de la punctul mort exterior la punctul mort interior. Menținerea constantă a temperaturii în camera de comprimare se face prin răcirea agentului - care cedează mediului căldura Q_{12} - în schimbătorul de căldură răcitor (materializat de peretele cilindrului din zona respectivă).

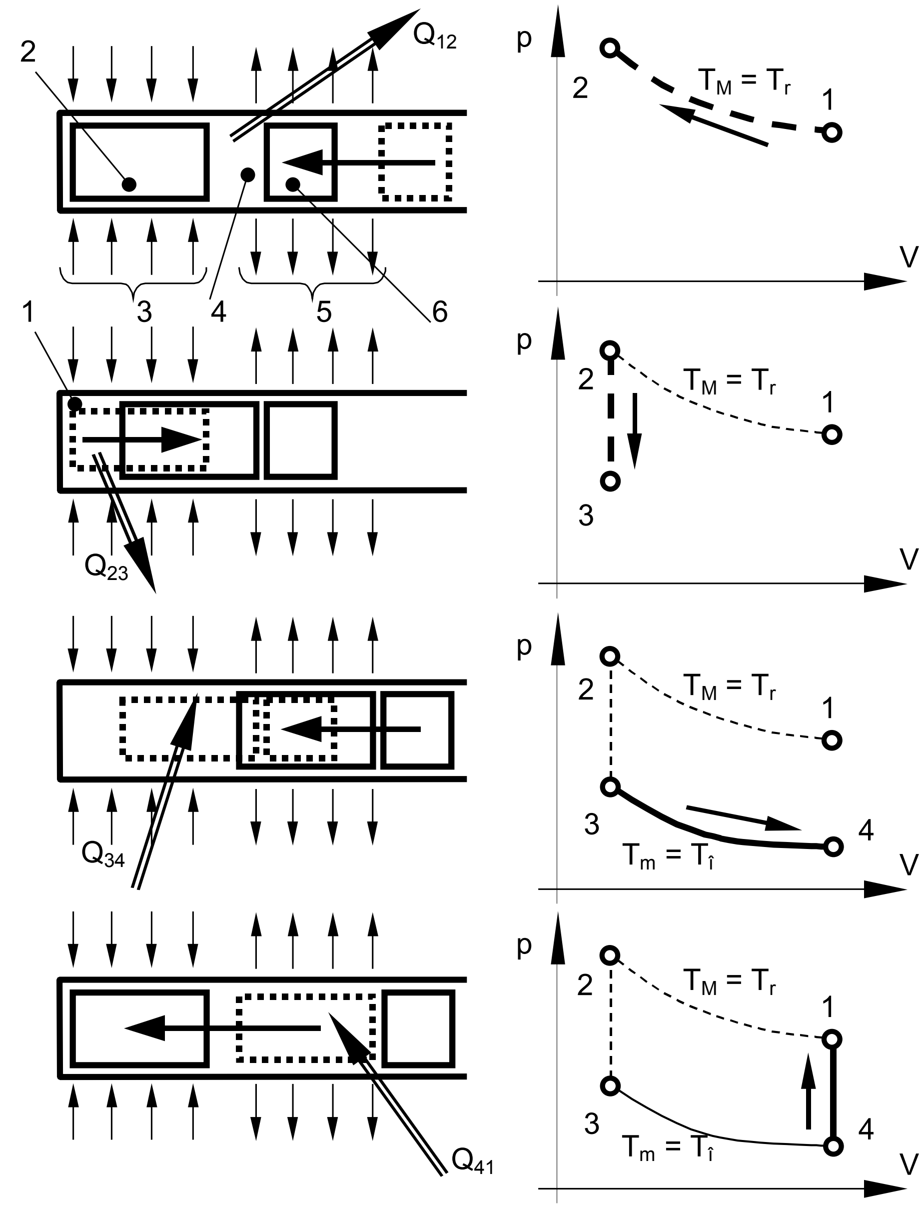


Fig. 6.1. Realizarea ciclului Stirling într-o maşină frigorifică cu un cilindru cu două pistoane: 1 - cameră de destindere; 2 - piston împingător; 3 - încălzitor; 4 - cameră de comprimare; 5 - răcitor; 6 - piston de lucru

Procesul de răcire izocorică 2-3 se realizează când pistonul împingător se deplasează de la punctul său mort interior la punctul mort interior al pistonului motor, mutând agentul din camera de comprimare în camera de destindere. La sfârşitul acestui proces pistonul împingător este perfect lipit de pistonul motor, astfel că volumul camerei de comprimare se anulează. În acest timp pistonul de

lucru trebuie să staționeze, astfel ca volumul (minim) ocupat de agent să se mențină constant. În acest proces agentul cedează sursei reci căldura Q_{23}.

Destinderea izotermică 3-4 a agentului se petrece în camera de destindere, în timp ce pistoanele se deplasează simultan de la punctul mort interior al pistonului motor până la punctul mort exterior al pistonului motor. În acest fel se realizează creşterea volumului ocupat de gaz. Menținerea temperaturii constante T_m în timpul micşorării presiunii din camerele motorului este pusă pe seama unui aport de căldură Q_{34} prin pereții cilindrului şi prin chiulasă. Această căldură este preluată la temperatura minimă din ciclu în încălzitor, fiind cedată la temperatura $T_m = T_î$ de agentul (mediul) care trebuie răcit de maşina frigorifică.

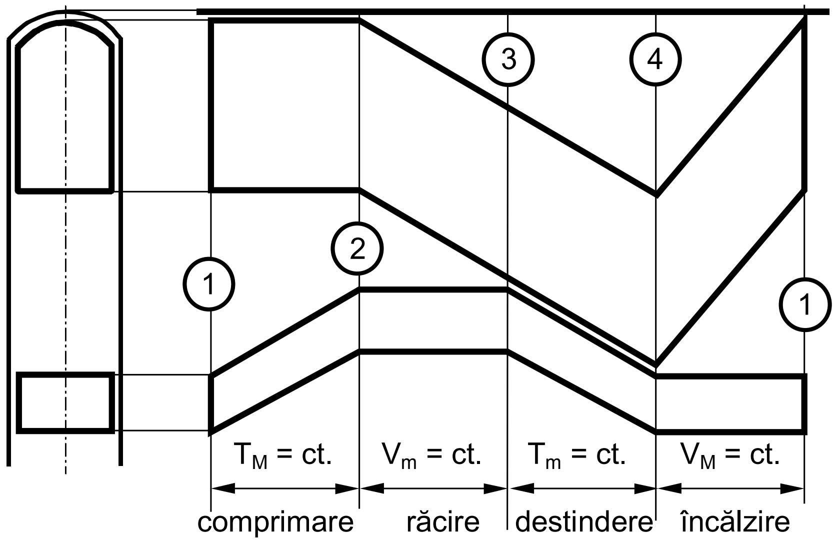


Fig. 6.2. Deplasarea discontinuă a pistoanelor maşinii frigorifice Stirling cu două pistoane în cilindru

Închiderea ciclului termodinamic se face cu transformarea izocorică 4-1. Încălzirea izocorică 4-1 presupune ca în timp ce pistonul de lucru staționează (menținând constant volumul total de agent) pistonul împingător să mute agentul din camera de destindere înapoi în camera de comprimare. Pentru aceasta pistonul împingător efectuează cursa de revenire de la punctul mort exterior înapoi la punctul mort interior, în timpul căreia agentul preia căldura Q_{41} de la răcitor.

În diagramele p-V din fig. 6.1 au fost reprezentate cu linie întreruptă transformările în care agentul de lucru cedează căldură şi cu linie continuă transformările în care agentul de lucru primeşte căldură.

În schema de realizare a ciclului Stirling inversat într-un cilindru cu două pistoane acestea trebuie să se deplaseze discontinuu, pistonul împingător staționând în timpul procesului de comprimare 1-2 iar pistonul de lucru staționând în timpul proceselor ce se desfăşoară la volum constant (răcirea izocorică 2-3 şi încălzirea izocorică 3-4).

Deplasarea discontinuă a pistoanelor maşinii frigorifice Stirling cu două pistoane într-un cilindru este similară cu cazul motorului Stirling, fiind prezentată în fig. 6.2. În concordanță cu mişcarea discontinuă a pistoanelor motorului Stirling, şi

volumele camerei de comprimare şi celei de destindere variază discontinuu, ca la motorul Stirling (fig. 5.3).

În cazul schemei de realizare a ciclului Stirling inversat într-o maşină frigorifică cu un cilindru cu două pistoane şi fără regenerator se produc pierderi mari de căldură la trecerea agentului din camera de destindere în camera de comprimare, ceea ce face ca eficienţa frigorifică a maşinii să fie foarte mică. Eficienţa frigorifică va creşte substanţial prin diminuarea acestor pierderi o dată cu introducerea unui regenerator de căldură, amplasat între încălzitor şi răcitor. Regeneratorul este o masă de acumulare a căldurii care preia căldură de la agentul de lucru care curge spre camera de destindere şi cedează căldură agentului atunci când acesta curge spre camera de comprimare.

6.2. Maşina criogenică Philips - Stirling

Maşina criogenică Stirling - Philips a fost realizată în anul 1955 de inginerii J. Köhler şi C. Jonkers [27], [36], [38].

Maşina utilizează ca agent de lucru heliu sub presiune şi realizează o temperatură de -196 ºC, ceea ce a permis folosirea ei pentru lichefierea aerului.

Maşina criogenică Stirling este o construcţie de tip „beta" cu mecanism motor compus din trei mecanisme bielă manivelă, aşa cum se poate vedea pe fig. 6.3. Maşina are un singur arbore cotit. Arborele are un cot central 2 şi două coturi laterale 1 şi 16, plasate simetric. Unghiul de defazaj între cotul central şi coturile laterale este $\theta = 70^o$.

Cotul central antrenează pistonul împingător 9 prin intermediul bielei 3. Coturile laterale antrenează pistonul motor 7 prin intermediul bielelor identice 4 şi 15. Construcţia cu două mecanisme bielă - manivelă simetrice faţă de axa cilindrului, mecanisme care acţionează amândouă un singur piston, asigură o echilibrare dinamică corectă a maşinii. Bineînţeles, pentru descărcarea fusurilor paliere de acţiunea forţelor de inerţie ale maselor neechilibrate ale coturilor aflate în mişcare de rotaţie este necesar să se introducă nişte contragreutăţi în prelungirea braţelor coturilor arborelui. Contragreutăţile de echilibrare nu au fost figurate pe schema din fig. 6.3.

Se observă că din punct de vedere constructiv mecanismul motor al maşinii criogenice se aseamănă cu mecanismul motorului Stirling de tip „beta" cu arbore cu trei coturi la un monocilindru (prezentat în subcapitolul 5.3.2.4).

Maşina criogenică analizată este caracterizată de prezenţa unui schimbător de căldură 18 de mari dimensiuni amplasat în locul încălzitorului de la motoarele Stirling. Deoarece frigul este produs prin destinderea agentului de lucru în camera de destindere 10, schimbătorul de căldură 18 este amplasat în jurul camerei 10.

În schimbător intră aer la presiunea atmosferică. Aerul este răcit treptat până la lichefiere. Trebuie menţionat că vaporii de apă din aerul atmosferic îngheaţă pe nişte suprafeţe special destinate. De asemenea, dioxidul de carbon îngheaţă şi el, transformându-se în zăpadă carbonică. În consecinţă, este necesar ca maşina criogenică să fie „dezgheţată" periodic.

Alături de maşinile criogenice cu un singur cilindru firma Philips a realizat şi maşini policilindrice cu cilindri în linie (cu 4 cilindri, cu coturile centrale ale arborelui cotit decalate între ele cu 90º).

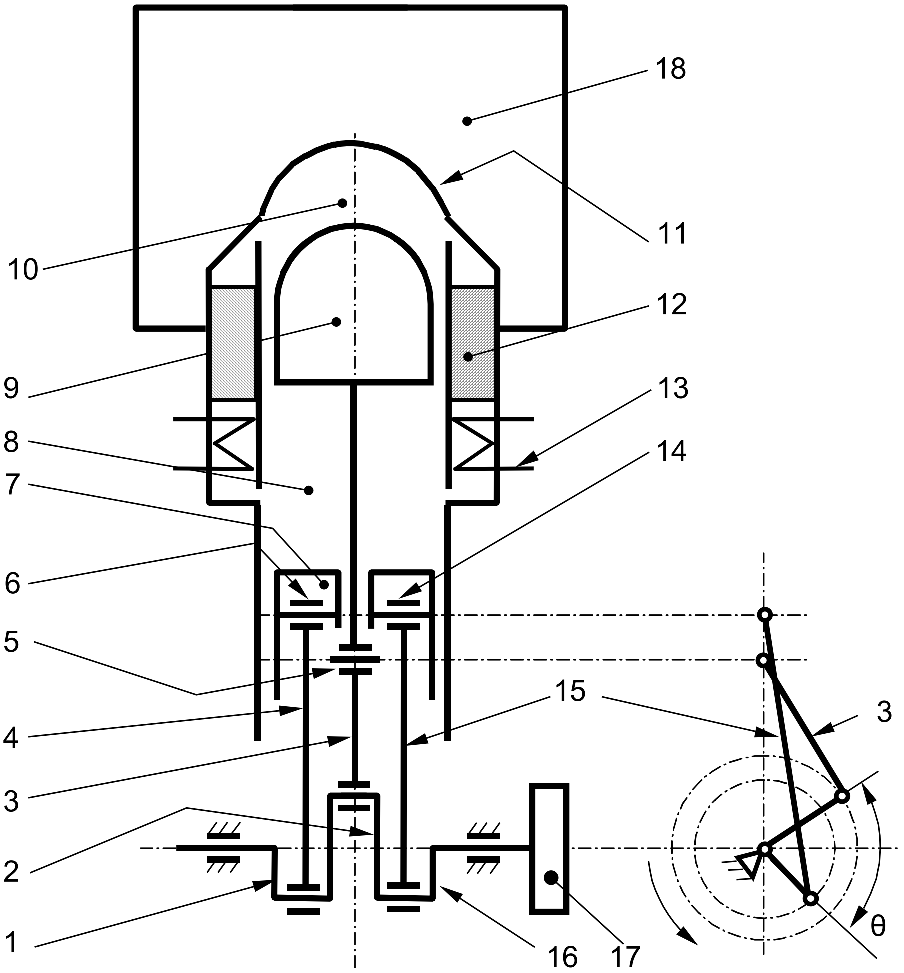


Fig. 6.3. Maşina criogenică Stirling - Philips:
1 şi 16 - coturi laterale; 2 - cot central; 3 - biela pistonului împingător; 4 şi 15 - bielele pistonului motor; 5, 6 şi 14 - bolţuri; 7 - pistonul motor; 8 - camera de comprimare; 9 - pistonul împingător; 10 - camera de destindere; 11 - încălzitor; 12 - regenerator; 13 - răcitor; 17 - volant; 18 - schimbător de căldură pentru lichefierea aerului

6.3. Maşina frigorifică Stirling cu pistoane libere

Dacă pistonul motor al motorului Stirling cu pistoane libere este pus în mişcare din exterior atunci maşina va funcţiona ca o maşină frigorifică Stirling cu pistoane libere. Evident, pentru aceasta este necesar ca să se oprească furnizarea de căldură la temperatură ridicată în încălzitor.

Un exemplu tipic de maşină frigorifică cu pistoane libere funcţionând după ciclul Stirling inversat este maşina M 100 B produsă de firma olandeză Global Cooling. Schema de principiu a maşinii este prezentată în fig. 6.4 [60]. Maşina

cântăreşte aproape 2 kg şi este destinată echipării frigiderelor casnice. Firma producătoare a realizat modele de maşini frigorifice cu pistoane libere echipate cu un motor electric liniar cu putere utilă de 9 W şi care permit răcirea unui frigider de 200 de litri de la 25 °C la 5 °C.

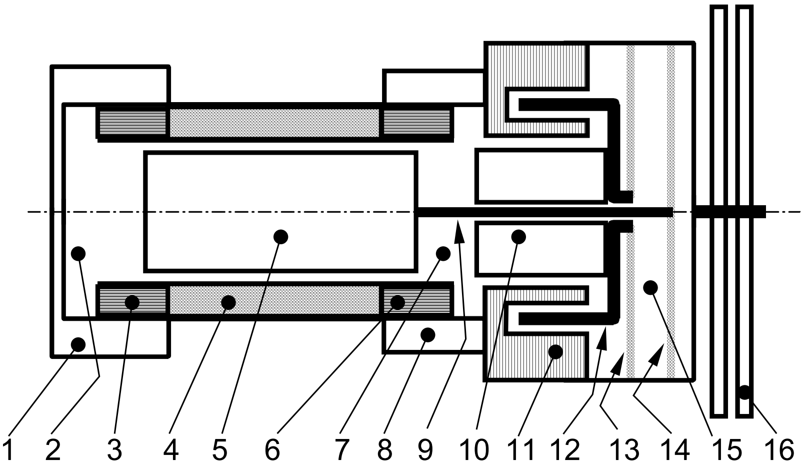


Fig. 6.4. Maşina frigorifică Stirling cu pistoane libere:
1 şi 8 - benzi de cupru pentru intensificarea schimbului de căldură; 2 - cameră de destindere; 3 - încălzitor de joasă temperatură; 4 - regenerator; 5 - piston împingător; 6 - răcitor; 7 - cameră de comprimare; 9 - tija pistonului împingător; 10 - piston motor; 11 - statorul motorului electric liniar; 12 - indusul motorului electric liniar; 13 şi 14 - arcuri; 15 - cameră de amortizare; 16 - amortizoare

Pentru antrenarea pistonului motor 10 se foloseşte un motor electric liniar. Indusul motorului electric este fixat pe pistonul motor. Pentru intensificarea schimbului de căldură încălzitorul şi răcitorul sunt îmbrăcate în manşoane de cupru. Ambele pistoane sunt echipate cu arcuri. Acestea înlocuiesc arcurile cu gaz tipice maşinilor cu pistoane libere.

Această maşină frigorifică este capsulată şi nu foloseşte agenţi de lucru poluanţi. În plus este şi foarte silenţioasă şi economică.

Caracteristicile funcţionale şi economice ale maşinii frigorifice cu pistoane libere antrenată de un motor liniar o recomandă ca o soluţie de perspectivă pentru răcirea microprocesoarelor calculatoarelor. Pentru moment soluţia nu este utilizată din cauza preţului încă foarte ridicat al maşinii.

6.4. Maşini frigorifice Stirling duplex cu pistoane libere

Soluţia actuală şi în acelaşi timp de perspectivă o constituie antrenarea maşinii frigorifice Stirling cu pistoane libere cu un motor Stirling, de asemenea cu pistoane libere. Astfel se obţine o maşină Stirling duplex [8].

În cilindrul comun 1 se găsesc trei pistoane: pistoanele împingătoare 3 al motorului şi 8 al maşinii frigorifice şi pistonul de lucru 5, comun celor două maşini. Cele trei pistoane delimitează în cilindru camerele de destindere 2 şi 10 şi camerele de comprimare 4 şi 7. Deoarece atât motorul cât şi maşina frigorifică sunt cu pistoane libere, în construcţie au fost introduse şi camerele de amortizare 6 şi 9.

Motorul mai are în componență cele trei schimbătoare de căldură obligatorii: răcitorul 14, regeneratorul 15 şi încălzitorul 16, în care agentul de lucru primeşte căldura necesară producerii lucrului mecanic.

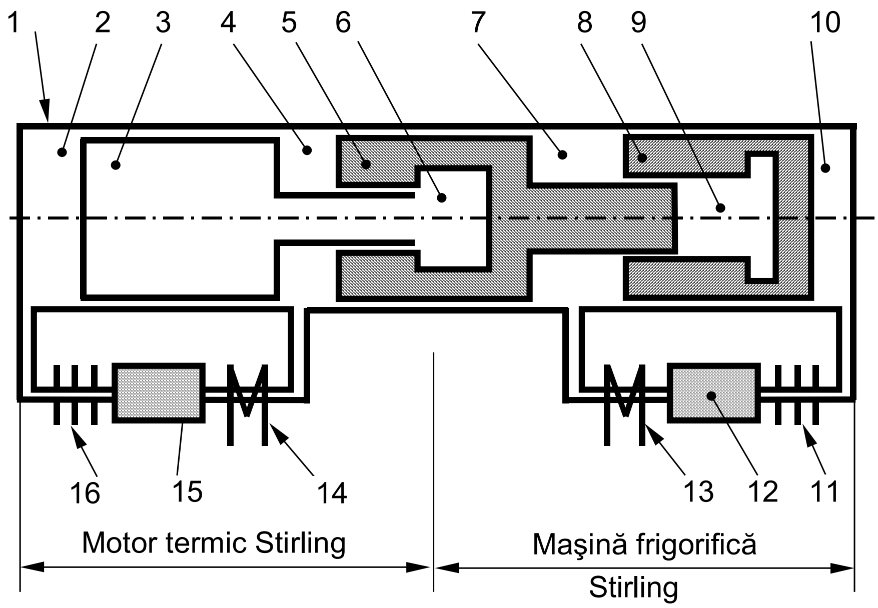


Fig. 6.5. Schema unei maşini Stirling duplex:
1 - cilindru; 2 - camera de destindere a motorului; 3 - pistonul împingător al motorului; 4 - camera de comprimare a motorului; 5 - piston de lucru comun; 6 şi 9 - camere de amortizare; 7 - camera de comprimare a maşinii frigorifice; 8 - pistonul împingător al maşinii frigorifice; 10 - camera de destindere a maşinii frigorifice; 11 - schimbător de căldură în care agentul de lucru preia căldură din spațiul răcit; 12 - regeneratorul maşinii frigorifice; 13 şi 14 - schimbătoare de căldură răcitoare; 15 - regeneratorul motorului; 16 - încălzitor

Maşina frigorifică are, de asemenea, trei schimbătoare de căldură: schimbătorul 11, în care agentul de lucru preia căldură din spațiul răcit (încălzitorul de joasă temperatură), regeneratorul 12 (în care agentul de lucru se încălzeşte până la o temperatură mai mare decât temperatura mediului înconjurător atunci când trece din camera de destindere spre camera de comprimare sau se răceşte atunci când se deplasează din camera de comprimare în camera de destindere) şi răcitorul 13, care disipă în mediul înconjurător căldura preluată de la sursa rece.

Funcționarea maşinii Stirling duplex se desfăşoară după ciclurile termodinamice Stirling direct şi inversat prezentate în fig. 1.1. Se observă că în ambele cicluri comprimarea se realizează în timpul transformării izotermice 1-2, la temperatura T_m a mediului înconjurător, deci lucrul mecanic consumat în proces este acelaşi pentru ambele maşini. În ciclul frigorific 1-2-5-6 destinderea se realizează în transformarea izotermică 5-6, la temperatura scăzută $T_{m\,f}$, astfel că lucrul mecanic produs este mai mic decât cel folosit la comprimare. Diferența de lucru mecanic necesară desfăşurării ciclului frigorific Stirling este produsă în motorul Stirling, în timpul destinderii izotermice la temperatura ridicată $T_{M\,m}$.

Funcţionarea maşinilor termice cu pistoane libere din compunerea maşinii duplex decurge conform schemei prezentate în subcapitolul 5.4.1.

Maşina Stirling duplex poate fi instalată pe orice ladă frigorifică, în exteriorul ei, cu schimbătorul de căldură 11 introdus în spaţiul răcit şi cu schimbătoarele de căldură răcitoare 13 şi 14 plasate pe suprafaţa exterioară a lăzii.

Instalaţiile frigorifice cu motoare Stirling duplex din fig. 6.5 sau de alte tipuri constructive prezintă avantajul esenţial că nu folosesc agenţi de lucru clorofluorocarbonaţi, ceea ce le conferă caracterul de instalaţii ecologice.

6.5. Maşina Vuilleumier

6.5.1. Principiul de funcţionare

Maşina Vuilleumier [54], [55] este o maşină care seamănă din punct de vedere constructiv cu maşina Stirling. În camerele acestei maşini au loc destinderi şi comprimări izotermice, la fel ca în maşinile Stirling, iar întregul proces se petrece la volum constant.

O schemă de principiu a unei maşini Vuilleumier este prezentată în fig. 6.6. Maşina are două pistoane împingătoare amplasate în doi cilindri diferiţi, fiecare cilindru fiind prevăzut cu propriul său încălzitor, regenerator şi răcitor. Cilindrul rece are diametrul mai mic decât cilindrul cald. Maşina funcţionează utilizând trei surse de căldură de temperaturi diferite. Încălzitorul cilindrului cald furnizează căldură agentului de lucru la temperatura cea mai ridicată din ciclu. În încălzitorul cilindrului rece agentul de lucru primeşte căldură la temperatura cea mai joasă din ciclu. În cele două răcitoare, aflate la o temperatură intermediară, agentul de lucru cedează căldură mediului exterior.

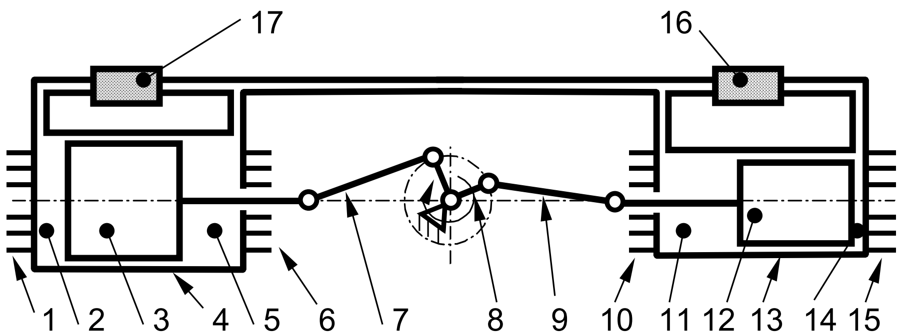


Fig. 6.6. Schema unei maşini Vuilleumier

1 - încălzitorul de înaltă temperatură; 2 - camera de temperatură înaltă; 3 - pistonul împingător cald; 4 - cilindrul cald; 5 - camera de temperatură intermediară a cilindrului cald; 6 - răcitorul cilindrului cald; 7 - biela pistonului cald; 8 - arborele cotit; 9 - biela pistonului rece; 10 - răcitorul cilindrului rece; 11 - camera de temperatură intermediară a cilindrului rece; 12 - pistonul împingător rece; 13 - cilindrul rece; 14 - camera de temperatură joasă; 15 - încălzitorul de joasă temperatură; 16 - regeneratorul cilindrului rece; 17 - regeneratorul cilindrului cald

Principiul de funcţionare a maşinii Vuilleumier este prezentat în continuare. Căldura preluată de agent la temperatura maximă din ciclu este transmisă mediului înconjurător, la temperatura intermediară. Variaţiile de presiune produse de aceste

schimburi de căldură obligă agentul de lucru să preia căldură la temperatura minimă din ciclu şi să transmită această căldură mediului, la temperatura intermediară.

Pistonul împingător cald 3 realizează mutarea agentului de lucru (un gaz, adesea hidrogen sau heliu) din camera de înaltă temperatură 2 în camera de temperatură intermediară a cilindrului cald 5, care este amplasată tot în cilindrul 4. În timpul acestei curse agentul de lucrul se răceşte, proces însoțit de micşorarea presiunii. În cursa inversă agentul de lucru se încălzeşte de la temperatura intermediară până la temperatura maximă din ciclu, proces care se petrece cu creşterea presiunii. Aşadar, prin mutarea gazului între cele două camere ale cilindrului cald se realizează comprimarea şi destinderea agentului de lucru din maşină.

Pistonul împingător rece 12 realizează mutarea agentului de lucru din camera de joasă temperatură 14 în camera de temperatură intermediară a cilindrului rece 11, amplasată tot în cilindrul 13. În timpul acestei curse agentul de lucrul se încălzeşte, procesul fiind însoțit de o mărire a presiunii. În cursa inversă agentul de lucru îşi micşorează temperatura de la temperatura intermediară la temperatura minimă din ciclu, proces care se petrece cu o scădere a presiunii. Aşadar, prin mutarea gazului între cele două camere ale cilindrului rece se realizează de asemenea o comprimare şi o destindere a agentului de lucru din maşină. Deoarece cilindrul rece are diametrul mai mic decât cilindrul cald şi deoarece diferența de temperatură între camerele sale este mai mică decât în cazul cilindrului cald, variațiile de presiune realizate în acest cilindru sunt mai mici.

Mişcările celor două pistoane sunt defazate, astfel încât atunci când în cilindrul cald se produce micşorarea presiunii agentului în cilindrul rece gazul se află în camera de joasă temperatură. În acest caz procesul de micşorare a presiunii este însoțit de o absorbție de căldură în camera de joasă temperatură a cilindrului rece, la temperatura minimă din ciclu, realizându-se efectul frigorific al maşinii.

În acelaşi timp defazajul dintre mişcările pistoanelor asigură prezența agentului de lucru în camera de temperatură intermediară a cilindrului rece atunci când în cilindrul cald se realizează creşterea presiunii. În timpul creşterii presiunii în răcitorul cilindrului rece se evacuează căldură către mediul înconjurător. În acest fel căldura preluată de agent de la temperatura minimă este transportată şi transferată la temperatura medie.

Fenomene similare se petrec şi în cilindrul cald, cauzate de variațiile de presiune provocate de deplasarea pistonului împingător rece.

6.5.2. Modelul izotermic al maşinii Vuilleumier

Cel mai simplu model al maşinii Vuilleumier presupune că spațiile funcționale sunt menținute la temperatură constantă iar pistoanele au puncte de stație, ca pe fig. 6.7. De asemenea, presiunea în orice moment este aceeaşi în întreg spațiul de lucru, agentul de lucru este gaz perfect iar regeneratoarele sunt ideale. Aceste ipoteze au fost folosite şi de Schmidt [26], [39], [51], [53] pentru a modela motorul Stirling. Pentru simplificare nu au mai fost desenate încălzitoarele şi nici răcitoarele.

Pentru analiza funcționării maşinii Vuilleumier după modelul izotermic se porneşte de la situația din fig. 6.7 - a. Împingătorul rece staționează în punctul său

mort exterior iar împingătorul cald efectuează cursa între p.m.e. şi p.m.i. (punctele moarte sunt alese ca la motoarele cu ardere internă; în cazul maşinii Vuilleumier cu pistoane libere, convențional punctul mort interior este lângă încălzitor). În această cursă agentul de lucru din camera de înaltă temperatură este transferat în camera de temperatură medie a cilindrului cald, proces care conduce la micşorarea presiunii în maşină. Regeneratorul cald preia de la agent căldura Q_1. Micşorarea presiunii şi în camera de temperatură scăzută determină absorbția căldurii Q_3 la temperatura minimă din ciclu. Agentul din camera de temperatură scăzută se destinde, o parte din acesta trecând în camera de temperatură medie a cilindrului rece, în timpul acestui proces primind de la regeneratorul rece căldura Q_2.

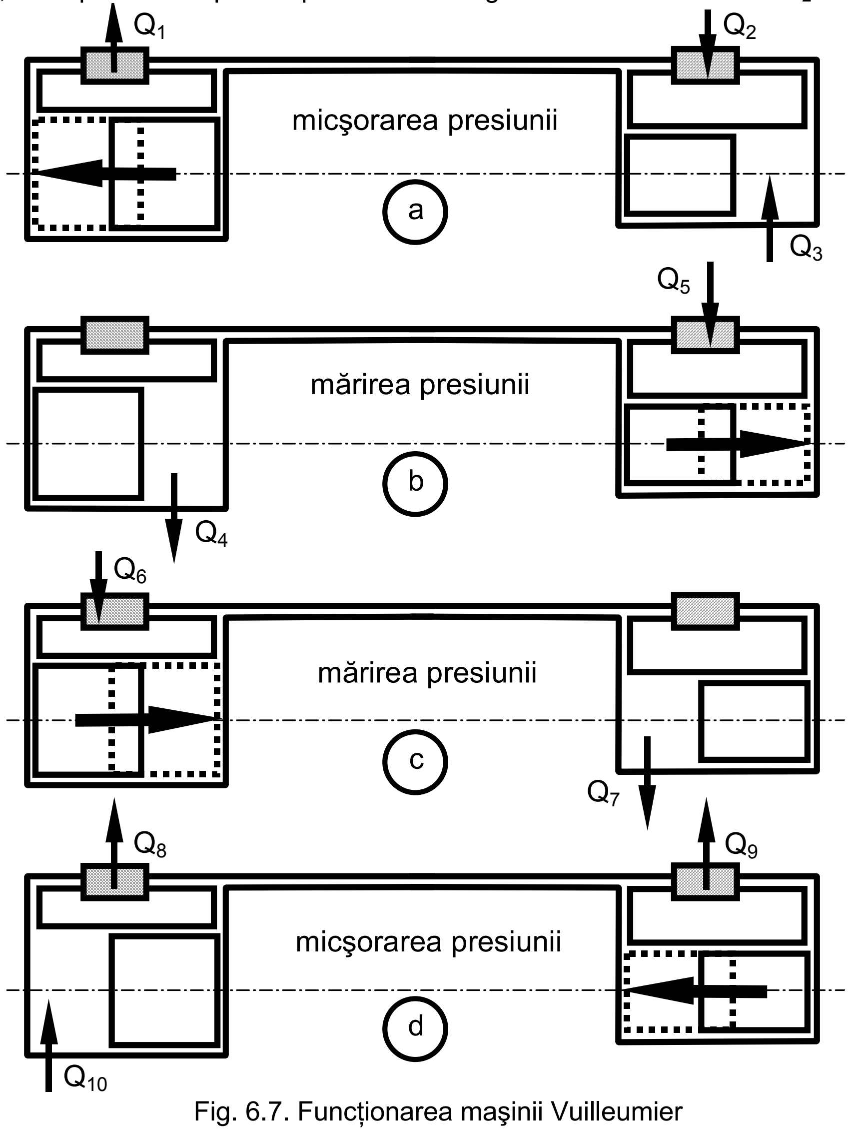


Fig. 6.7. Funcționarea maşinii Vuilleumier

A doua fază funcțională (fig. 6.7 - b) se petrece atunci când pistonul

împingător rece efectuează cursa de la p.m.e. la p.m.i., împingătorul cald staționând în punctul său mort interior. Agentul aflat la temperatura minimă primeşte în regeneratorul rece căldura Q_5. În urma acestei încălziri presiunea în maşină creşte. În consecință, în camera de temperatură intermediară a cilindrului cald agentul cedează mediului căldura Q_4.

Următoarea fază funcțională se desfăşoară în timpul cursei de la p.m.i. la p.m.e. a pistonului împingător cald, când pistonul împingător rece staționează în punctul său mort interior. Agentul din camera de temperatură intermediară a cilindrului cald trece în camera de temperatură înaltă, primind de la regeneratorul cilindrului cald căldura Q_6. Prin încălzire presiunea din maşină creşte iar agentul din camera de temperatură intermediară a cilindrului rece cedează mediului căldura Q_7.

Ultima fază se desfăşoară în timpul cursei de la p.m.i. la p.m.e. a pistonului împingător rece, când pistonul împingător cald staționează în punctul său mort exterior. Agentul din camera de temperatură intermediară a cilindrului rece trece în camera de temperatură scăzută, cedând regeneratorul cilindrului rece căldura Q_9. Prin răcire presiunea din maşină scade. Agentul din camera de temperatură înaltă se destinde, primind căldura Q_{10}. O parte din agentul din camera de temperatură înaltă părăseşte acest spațiu, cedând regeneratorului cald căldura Q_8.

Bilanțul energetic efectuat pentru fiecare din cele două regeneratoare şi pentru fiecare cilindru arată că în cilindrul cald se primeşte căldura Q_{10} (în camera de temperatură înaltă) şi se cedează căldura Q_4 (în camera de temperatură intermediară). În regim staționar cele două mărimi trebuie să fie egale. În cazul cilindrului rece, se constată că în acesta agentul preia căldura Q_3 la temperatura minimă din ciclu şi cedează căldura Q_7 la temperatura intermediară. Cele două călduri sunt de asemenea egale.

Acest model permite să se observe cum, pe baza consumului de căldură din cilindrul cald (căldură introdusă în camera de temperatură înaltă şi evacuată în camera de temperatură intermediară) se realizează variația presiunii din maşină. Această variație stă la baza proceselor din cilindrul rece: absorbția căldurii la temperatura minimă din ciclu şi evacuarea acestei călduri la temperatura intermediară.

O caracteristică esențială a maşinii Vuilleumier este aceea că volumul total ocupat de agent nu variază în timpul desfăşurării ciclului. Ca urmare, agentul nu schimbă lucru mecanic cu exteriorul.

Deoarece într-o maşină reală agentul de lucru este gaz real, pierderile prin frecări la deplasarea agentului şi a pistoanelor trebuiesc compensate printr-un aport de lucru mecanic din exterior. Acesta este singurul lucru mecanic consumat de maşina Vuilleumier.

West [54] arată, ca exemplu, că nivelele de temperatură pot fi următoarele: 1000 K pentru temperatura înaltă (valoare limitată de rezistența la solicitări termice a țevilor încălzitorului), 350 K pentru temperatura intermediară şi 70 K pentru temperatura scăzută.

6.5.3. Pompa de căldură Vuilleumier

O soluție constructivă deosebită pentru o pompă de căldură Vuilleumier este aceea în care cilindrii sunt amplasați la 90º (fig. 6.8), construcție dezvoltată în Danemarca [36], [55].

Arborele are un singur cot, unul din pistoanele împingătoare fiind acţionat cu o bielă furculiţă. Ca urmare, arborele cotit este mai simplu decât cel folosit în schema din fig. 6.6.

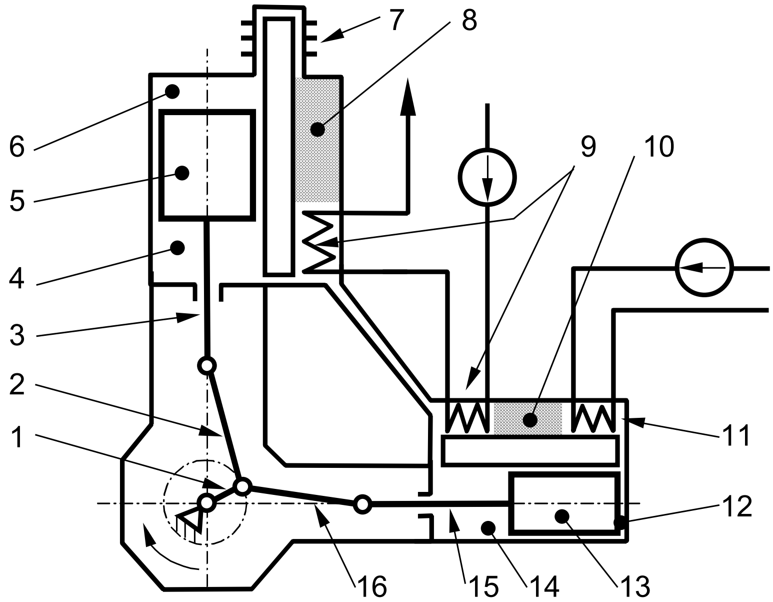


Fig. 6.8. Pompă de căldură Vuilleumier:
1 - arbore cotit; 2 şi 16 - biele; 3 şi 15 - tije; 4 şi 14 - camere de temperatură intermediară; 5 şi 13 - pistoane împingătoare; 6 - camera de temperatură înaltă; 7 - încălzitor; 8 şi 10 - regeneratoare de căldură; 9 - răcitoare; 11 - schimbător de căldură în care se preia căldură din mediul înconjurător; 12 - camera de temperatură scăzută

Pe fig. 6.8 nu este precizată sursa de la care pompa preia căldură şi nici utilizatorul de căldură. De exemplu, sursa de căldură poate fi apa unui lac iar utilizatorul o instalaţie de încălzire a unei locuinţe.

Pompa de căldură Vuilleumier încălzeşte agentul din circuitul de utilizare a căldurii, agent care circulă prin cele două schimbătoare de căldură răcitoare 9. Căldura necesară încălzirii provine din căldura preluată de agentul de lucru al maşinii în încălzitorul 7 şi din căldura preluată în schimbătorul 11 de la sursa de joasă temperatură.

Bibliografie

1. Акатов Е.И., Болотов В.С., Горбатый В.К., Ячевски Г.Д., Судовые роторные двигатели. Изд. Судостроение, Ленинград, p. 135...237.

2. Andrejewski J.-L., Contribution à l'étude d'un moteur diesel à piston opposes avec balanciers. „Ingenieurs de l'automobile“, 1967, nr. 8-9, p. 457 ... 460.

3. Ansdale R.F., The Wankel Engine. Design and Performance. London Iliffe Books Ltd., 1970.

4. Баландин С.С., Бесшатунные двигатели внутренего сгорания. Изд. Машиностроение, Москва, 1972, 176 p.

5. Bădescu V., Popescu Gh., Feidt M., Costea M., Optimisation du fonctionnement sur Mars d'un moteur de Stirling solaire. Termotehnica, An V, 2001, nr. 1, ISSN 1222-4057, Bucureşti, p. 24 ... 28.

6. Bălan Şt. (coordonator), Dicționar cronologic al ştiinței şi tehnicii universale. Ed. Ştiințifică, Bucureşti, 1979, p. 372...379.

7. Beale W., Applications on Simple Stirling Engines. Paper no.49, Third International Stirling Engine Conference, Rome, Italy, 1986, http://www.sunpower.com/technology/public.html.

8. Berchowitz D.M., Shonder J., Estimated Size and Performance of a Natural Gas Fired Duplex Stirling for a Domestic Refrigeration Applications. http://www.globalcooling.nl/papers/duplex.pdf.

9. Beukering H.C.J., van, Le moteur Philips Stirling, „Ingenieurs de l'automobile“, 1971, nr. 6-7, p. 316 ... 323.

10. Costea M., Feidt M., Petrescu S., Synthesis on Stirling Engine Optimization. În volumul Thermodynamic Optimization of Complex Energy Systems, edited by Bejan A. şi Mamut E., NATO Science Series, 3. High Technologies, vol. 69, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht / Boston / London, 1999, p 403...410, ISBN 0-7923-5725-6 (HB) şi ISBN 0-7923-5726-4 (PB).

11. Dowdy M.W., Nichtingale N.P., Mod I Automotive Stirling Engine System Performance. SAE Techn. Pap. Ser., 1982, No. 820353, 10 p., (traducere în limba rusă în Экспресс информация, Поршневые и газотурбинные двигатели, 1982, no. 43, p. 4 ... 12).

12. Dumitraşcu Gh., Horbaniuc B., Costin D., Thermodynamic Operating Limits for a Stirling Engine. Bul. I.P.I., Fasc. 3-4, Secția Construcția de Maşini, p. 81...89, 1997.

13. Florea T., Florea Elisabeta, Relații de calcul pentru coeficientul de convecție termică α în regeneratoarele motoarelor cu ardere externă Stirling. Lucrările Conferinței Naționale de Termotehnică, Galați, Vol. III, 2001, Ed. EVRIKA Brăila, p. 51...56, ISBN 973-8052-72-6.

14. Florea T., Florea Elisabeta, Relații de calcul ale gradului de pierderi X din motoarele cu ardere externă Stirling. Lucrările Conferinței Naționale de Termotehnică, Galați, Vol. III, 2001, Ed. EVRIKA Brăila, p. 45...50, ISBN 973-8052-72-6.

15. Gaiginschi E., Cernescu V., Ciclul teoretic general al motoarelor cu ardere internă perfecte. Considerațiuni asupra expresiilor generale ale randamentului termic şi presiunii medii. Buletinul I.P.Iaşi, 1955, Tom I (V), Fasc. 1-2.

16. Hargreaves C.M., The Philips Stirling Engine. Chapter 2. http://www.geocities.com/kenboak/philips3.zip.

17. Hirata K., A Semi Free Piston Stirling Engine for a Fish Robot. Proceedings of 10th International Stirling Engine Conference, p.146...151, Osnabrűck, September 2001, http://www.nmri.go.jp/eng/khirata/list/ sfpse/isec2001net.pdf

18. Homutescu C.A., Jugureanu E., Gorcea V., Boghian D., Mecanism motor cu cilindree variabilă, Brevet RO 95964, 1989.

19. Homutescu C.A., Dinamica motoarelor cu ardere internă, Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi“ Iaşi (I.P.I.), Rotaprint, Vol. I, 1977, 264 p, p. 5...18.

20. Homutescu C.A., Homutescu V.M., Motor Stirling cu cilindree variabilă. Lucrările Conferinței Naționale de Termotehnică, Galați, Vol. III, 2001, Ed. EVRIKA Brăila, p. 77...82, ISBN 973-8052-72-6.

21. Homutescu C.A., Homutescu V.M., Calculul cinematic al unui motor Stirling cu cilindree variabilă. În volumul TEHNOMIL 2001 - Tehnică şi tehnologie. Ed. Academiei Forțelor Terestre „Nicolae Bălcescu“, Sibiu, 2001, p. 32...39, ISBN 973-8088-48-8.

22. Homutescu C.A., Homutescu V.M., Homutescu A., Calculul termic şi aprecierea performanțelor unui motor Stirling cu cilindree variabilă. In volumul TEHNOMIL 2001 - Tehnică şi tehnologie. Ed. Academiei Forțelor Terestre „Nicolae Bălcescu“, Sibiu, 2001, p. 24...31, ISBN 973-8088-48-8.

23. Homutescu V.M., Homutescu C.A., Homutescu A., Appreciations about a Variable Displacement Stirling Engine, Termotehnica, An V, 2001, nr. 2, ISSN 1222-4057, Bucureşti, p. 58 ... 62.

24. Homutescu C. A., Dragomir - Stanciu D., Homutescu V. M., Homutescu A., Calculul termic al unui motor Stirling prin metoda adiabatică şi prin metoda izotermică. În volumul „A XII-a Conferință națională de termotehnică cu participare internațională“, Constanța, 14-16 noiembrie 2002, Vol. I, p. 472 ... 483, ISBN 973-8303-17-7/973-8303-24-9, compact disc: ISBN 973-8303-16-9.

25. Homutescu C. A., Dragomir - Stanciu D., Homutescu V. M., Homutescu A., Perspectives on Microcogeneration of Heat and Power using Free Piston Stirling Engines. The 2nd International Conference of Electric and Power Engineering, „EPE 2002“, în Bul. I.P.I., Tom XLVIII (LII), Fasc. 5A, p. 111 ... 116, ISSN 0258-9109.

26. Homutescu C.A., Contribuții la studiul termodinamic al motorului Stirling cu cilindree variabilă. Rezumatul tezei de doctorat. Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi“, Iaşi, 2003.

27. Jugureanu E., Procese în maşini şi instalații frigorifice. Vol. II, Ed. CERMI, Iaşi, 2001, ISBN 973-8000-36-x / 973-8000-58-0, p. 675 ... 681.

28. Круглов М.Г. (под редакцией), Двигатели Стирлинга. Изд. Машиностроение, Москва, 1977, 150 p.

29. Martini W.R., Developments in Stirling Engines. ASME Paper 72-WA/Ener-9, 1972.

30. Meijer R.J., The Philips Stirling Thermal Engine, M. Sc. Thesis, Delft, College of Advanced Technology, 1960 (traducere în limba rusă în volumul Двигатели Стирлинга. Сборник статеи. Изд. Мир, Москва, 1975, p. 17...180.

31. Мышинский Э.Л., Рыжков-Дудонов М.А., Судовые поршневые двигатели внешнего сгорания (Двигатели Стирлинга). Изд. Судостроение, Ленинград, 1976, 76 p.

32. Moraru Doina, Popescu Cr., Generatoare solare. Ed. Ştiințifică şi Enciclopedică, Bucureşti, 1977, 91 p., p. 23 ... 24.

33. Neelen G.T.M., Ortegren L.G.H., Kuhlman P., Zacharias F., Stirling Engines in Traction Application. 9-th International Congress on Combustion Engines - CIMAC, Stockholm, Preprint A-26, 1971.

34. Petre Camelia, Popescu Gh., Costea Monica, Petrescu S., Deac I., A Corrected Schmidt Method Analysis of an α-type Stirling Micro - Cryocooler. În volumul „A XII-a Conferință națională de termotehnică cu participare internațională“, Constanța, 14-16 noiembrie 2002, Vol. I, p. 383 ... 395, ISBN 973-8303-17-7/973-8303-24-9, compact disc: ISBN 973-8303-16-9.

35. Popescu Gh., Arhip Al., Dănescu Al., Petrescu S., Radcenko V., Contribuţii la studiul comportării maşinilor termice cu ciclu regenerativ de tip Stirling cu agent de lucru binar bifazic. Buletinul I.P.B, Seria Mecanică, Tomul XLVI - XLVII, 1984 - 1985, p. 74 ... 91.

36. Popescu Gh., Maşini Stirling. Ed. Bren, Bucureşti, 2001, ISBN 973-8143-34-9, 138 p.

37. Попов А.Г., Барышев В.В., Петухов Н.А., Двигатель Стирлинга с гидравлическим выходом. Двигателестроение, 1982, No. 2, p. 6 ... 7.

38. Radcenco V., Grigoriu Marieta, Duicu T., Dobrovicescu Al., Instalaţii frigorifice şi criogenice. Probleme şi aplicaţii. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1987, p. 100 ...111.

39. Reader T.G., Hooper Ch., Stirling Engines. E. & F.N. Spon, London / New York 1983 (traducere în limba rusă: Ридер Г., Хупер Ч., Двигатели Стирлинга. Изд. Мир, Москва, 1986, 464 p.).

40. Rice R., Engines Under Development. file://www.geocities.com/~rrice2/develop/engines_under_development.htm.

41. Richey A.E., Mod II Automotive Stirling Engine Design Description and Performance Projections. SAE Techn. Pap. Ser., 1986, No. 860059, 8 p., (traducere în limba rusă în Экспресс информация, Поршневые и газотурбинные двигатели, 1987, no. 16, p. 16 ... 21).

42. Rosenqvist N.K.G., Gummersson S.G., Lundholm S., Gunnar K., The development of a 150 kW (200 HP) Stirling engine for medium duty automotive application – a status report. SAE Prepr., 1977, Nr. 770081, 10 p. (traducere în limba rusă în Экспресс информация, Поршневые и газотурбинные двигатели, 1978, no. 11, p. 1 ... 8).

43. Symanski J., Jim Symanski's Stirlings. http://www.symanski.net/stirlings/index.html.

44. Schmidt E., Die Geschichte der Heißluftmotoren. 24 p., http://www.Stirling motor.com/.

45. Şoiman M., Alternative ale propulsiei viitorului. Ştiinţă şi tehnică, 1978, nr. 9, Bucureşti, p. 20.

46. Taton R. (coordonator), Ştiinţa modernă. Ed. Ştiinţifică, Bucureşti, 1971, 1973, Vol. II, p. 550 ... 551 şi Vol. III, p. 281...282, 284, 285.

47. Urieli I., Stirling Cycle Machine Analysis. http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/index.html şi http://www.sesusa.org/DrIz/index.html, capitole din cartea „Urieli I., Berchowitz D.M., Stirling Cycle Machine Analysis. Athens, Ohio, 1984“.

48. Underwood A., Les possibilités du moteur Stirling. „Ingenieurs de l'automobile“, 1971, nr. 12, p. 655 ... 663.

49. Zugrăvel M., Homutescu C.A., Giurcă V., Motoare cu ardere internă. Cinematica şi dinamica, Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi“ Iaşi (I.P.I.), Rotaprint, 1981, 193 p, p. 3...13.

50. Walker G., Stirling-cycle Machines. Clarendon Press Oxford, 1973 (traducere în limba rusă: Уокер Г., Машины работающие по циклу Стирлинга. Изд. Энергия, Москва, 1978, 151 p.).

51. Walker G., Stirling Engines, Clarendon Press, Oxford 1980 (traducere în limba rusă: Уокер Г., Двигатели Стирлинга. Изд. Машиностроение, Москва, 1985, 406 p.).

52. Walker G.,Can Regenerative Braking be Applied to a Stirling Engine? Automotive Engineering, 1980, 88, No. 7, p. 62 ... 65, (traducere în limba rusă în Экспресс информация, Поршневые и газотурбинные двигатели, 1981, no. 9, p. 10...12).

53. Walker G., Reader G., Fauvel O.R., Bingham E.R., The Stirling Alternative: Power Systems, Refrigerators and Heat Pumps. Gordon and Breaach Science Publishers, Philadelphia, 1994, ISBN 2-88124-600-1.

54. West C.D., Principles and Applications of Stirling Engines. Van Nostrand Reinhold Company, Inc., New York, 1986, ISBN 0-0442-29273-2, 247 p.

55. ***, BINE Informationdienst, Projektinfo 1/00, Vuilleumier Wärmepumpen. Karlsruhe, büro Bonn, http://bine.fiz-karlsruhe.de, fişierul bi0100.pdf.

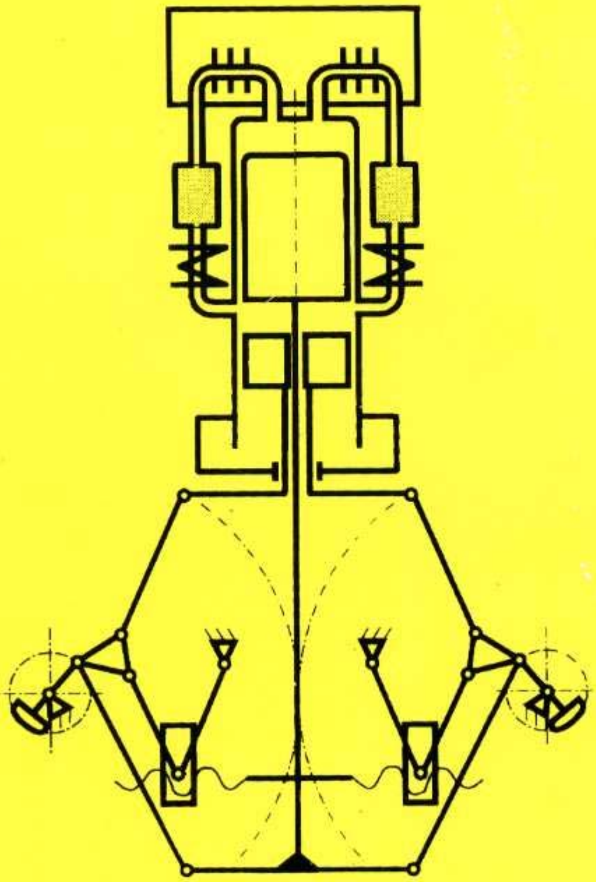
56. ***, Britannica © CD 2000 Deluxe Edition. 1994 - 1998, Encyclopaedia Britannica Inc.

57. ***, Stirling Technology. Glenn Research Center at Lewis Field, NASA, 2000, http://www.grc.nasa.gov/WWW/tmsb/ stirling.html.

58. ***, Petit Larousse Illustré. Librairie Larousse, 1979, Paris.

59. ***, Stirling Engine – thermal engine, heat pump, refrigeration. University of Victoria, MECH 390 Energy Conversion, Laboratory 1. http://www.me.uvic.ca/ ~mech390/mech390/ stirling.pdf.

60. ***, The Next Generation of Cooling - Stirling Cycle. Airspirit 12/31/02, ProCooling.com, http://www.procooling.com/articles/html/stirling_cycle_cooling _-_the_f.php



ISBN - 973-667-016-3